

METODOLOGÍA DE DISEÑO DE MOLINOS PANELEROS

JEFFERSON BAYER BEDOYA

1088332645

VICTOR MANUEL DIAZ ORTEGA

1093223829

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

PEREIRA, RISARALDA

2019

METODOLOGÍA DE DISEÑO DE MOLINOS PANELEROS

JEFFERSON BAYER BEDOYA

1088332645

VICTOR MANUEL DIAZ ORTEGA

1093223829

**TRABAJO DE GRADO PRESENTADO COMO REQUISITO PARA OPTAR POR EL
TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

DIRECTOR:

PH.D ALEXANDER DIAZ ARIAS

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

PEREIRA, RISARALDA

2019

TABLA DE CONTENIDO

1	PRÓLOGO	11
1.1	INTRODUCCIÓN.....	11
1.2	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	12
1.3	OBJETIVO GENERAL.....	12
1.3.1	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	12
1.4	ESTADO DEL ARTE.....	13
2	CONCEPCIÓN TEÓRICA.....	15
3	RUTINA DE MATLAB.....	22
4	DISEÑO MECÁNICO.....	24
4.1	DISEÑO DE LOS EJES.....	24
4.1.1	ANÁLISIS ESTÁTICO.....	33
4.1.2	ANÁLISIS DE FATIGA.....	34
4.1.3	DISEÑO DE LAS CHAVETAS POR APLASTAMIENTO.....	36
4.2	CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN DEL EJE DE LA MAZA MADRE.....	37
4.3	COMPARACIÓN DEL DISEÑO PROPIO CON LOS MOLINOS PRESENTES EN LA INDUSTRIA COLOMBIANA.....	39
5	SIMULACIÓN EN AUTODESK INVENTOR.....	42
	CONCLUSIONES.....	50
	BIBLIOGRAFÍA.....	51
	ANEXOS.....	52

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 POSICIÓN INICIAL DE LAS CAÑAS.....	17
FIGURA 2 DISPOSICIÓN FINAL DE LAS CAÑAS DESPUÉS DE LA COMPRESIÓN.....	17
FIGURA 3 PROPIEDADES FÍSICO-MECÁNICAS PARA LAS VARIEDADES POJ 28-78, CO 421 Y CC 84-75 [5]	18
FIGURA 4 VISTA LATERAL DE LAS MAZAS DEL MOLINO PANELERO	25
FIGURA 5. DIAGRAMA DE FUERZAS PLANO XY.....	27
FIGURA 6. DIAGRAMA FUERZAS TRANSMITIDAS POR LOS ENGRANAJES, VISTA LATERAL	27
FIGURA 7. DIAGRAMA DE FUERZAS PLANO XY.....	29
FIGURA 8. DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES	30
FIGURA 9. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR.	30
FIGURA 10. DIAGRAMA DE FUERZAS PLANO XZ.....	31
FIGURA 11. DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES PLANO X-Z.....	32
FIGURA 12. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR PLANO X-Z.....	32
FIGURA 13. DIAGRAMA DE MOMENTO TORSORES.....	33
FIGURA 14. DIAGRAMA DE ESFUERZO ALTERNANTE	34
FIGURA 15. ESFUERZO CORTANTE MEDIO.....	35
FIGURA 16. DIAGRAMA DE FUERZAS PLANO X-Y	37
FIGURA 17. DIAGRAMA DE DEFLEXIÓN DEL EJE DE LA MAZA MADRE.....	38
FIGURA 18. CARACTERÍSTICAS DE MOLINOS PANELEROS UTILIZADOS EN COLOMBIA	40
FIGURA 19. DIMENSIONAMIENTO DEL EJE EN INVENTOR.....	42
FIGURA 20. SELECCIÓN DE LA CHAVETA EN INVENTOR.....	43
FIGURA 21. CREACIÓN DEL MATERIAL ACERO AISI 1040 LAMINADO EN FRÍO.....	43
FIGURA 22. UBICACIÓN DE LAS CARGAS SOBRE EL EJE.....	44
FIGURA 23. FUERZA DE COMPRESIÓN DE LA CAÑA	44
FIGURA 24. FUERZAS DE REACCIÓN EN LOS ENGRANAJES	45
FIGURA 25. DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES PLANO XY	45
FIGURA 26. MOMENTO FLECTOR PLANO XY SIMULACIÓN.....	46
FIGURA 27. DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES PLANO XZ.....	46
FIGURA 28. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR PLANO XZ	47
FIGURA 29. MOMENTO TORSOR DE ENTRADA.....	47
FIGURA 30. MOMENTO TORSOR DE SALIDA	48
FIGURA 31. DIÁMETRO IDEAL.....	48
FIGURA 32. DEFLEXIÓN EJE Y	49
FIGURA 33. COMPRESIÓN DE CAÑA, CON DOS MAZAS RANURADAS.....	52
FIGURA 34. ESTADO FINAL DE LOS TALLOS DE CAÑA, DESPUÉS DEL PROCESO DE COMPRESIÓN.	52
FIGURA 35. VALORES NORMALIZADOS DE MÓDULOS PARA ENGRANAJES RECTOS	54
FIGURA 36. FACTORES DE REDUCCIÓN DE RESISTENCIA A LA FATIGA.....	55
FIGURA 37.RESISTENCIAS A LA FATIGA (VALORES ESTIMADOS)	56
FIGURA 38. TABLA PARA LA SELECCIÓN DE CHAVETAS Y CHAVETEROS SEGÚN EL DIÁMETRO DEL EJE	57

LISTA DE ECUACIONES

$P = M * w$ [1]	15
$M = Fk * FN * D$ [2]	15
$P = Fk * FN * D * w$ [3]	15
$w = VtD2$ [4]	15
$fm = \rho * Vt * A$ [5]	15
$Vt = fm\rho * A$ [6]	16
$w = 2 * fm\rho * A * D$ [7]	16
$P = 2 * fm * Fk * FN\rho * A$ [8]	16
$Nc = 1.2 * P$ [9]	16
$D = 2Vtw$ [10]	16
$\epsilon = \epsilon b \in h$ [11]	18
$\epsilon b = \Delta bb$ [12]	18
$b = \lambda l * d$ [13]	18
$\epsilon h = \Delta HH$ [14]	18
$H = \lambda H * d$ [15]	19
$\epsilon b = \Delta b\lambda l * d$ [16]	19
$\epsilon H = \Delta H\lambda H * d$ [17]	19
$\epsilon = \Delta b * \lambda H\Delta H * \lambda l$ [18]	19
$H = \Delta H + h$ [19]	19
$\lambda H * d = \Delta H + h$ [20]	19
$\epsilon = \Delta b * \lambda H(\lambda H * d - h) * \lambda l$ [21]	19
$\Delta b = \epsilon * (\lambda H * d - h) * \lambda l\lambda H$ [22]	19
$L = b + \Delta b$ [23]	20
$L = \lambda l(\epsilon \lambda H\lambda H * d - h + d)$ [24]	20
$A = Zm * \pi 4 * d2$ [25]	20
$A = \pi 4 * d22$ [26]	20
$fm = \rho vA$ [27]	20
$\pi 4 * (d22) = fm\rho v$ [28]	21
$d2 = 2 * fm * \pi \rho v$ [29]	21
$Zm * \pi 4 * d2 = \pi 4 * d22$ [30]	21
$Zm = d22d2$ [31]	21
$L = zm * KG * \lambda l(\epsilon \lambda H\lambda H * d - h + d)$ [32]	21
$fm = 3 * 850kgm3 * 0.1256ms * \pi 4 * (0.03m)2$ [33]	24
<i>Distancia entre apoyos</i> = $2 * 0,3 * Longitud\ de\ la\ maza + Longitud\ de\ la\ maza$ [34]	26
<i>Distancia entre centros</i> = $Dmz1 + Dmz2 + H1$ [35]	26
$rp = Distancia\ entre\ centros\ 2$ [36]	26
$m = DpZ$ [37]	26
$8m < Ad < 12,5m$ [38]	26
$NC = T * W$ [39]	28
$T = FNC * Dp2$ [40]	28
$MRP1 = MY2 + MZ2$ [41]	32
$\pi \sigma Y4N2 * d6 - 64M2 + 48T2 = 0$ [42] [7]	33
$1N = \sigma m2 + 3\tau m2\sigma U + \sigma a2 + 3\tau a2\sigma n$ [43]	34
$\sigma aM = Mcl$ [44]	34

$c = d^2$	[45].....	34
$I = \pi 64 d^4$	[46].....	35
$\sigma \sigma m T = T * c J$	[47]	35
$\sigma n = K * \sigma' e$	[48].....	35
$\sigma' e = 0,5 \sigma U$	[49].....	36
$\sigma_{\text{permisible}} \sigma_{\text{real}} = N$	[50].....	36
$MT = F * de j e^2$	[51].....	36
$\sigma Y \sigma \sigma Y = N$	[52].....	37
$EI Y 0 + EI \theta 0 * X = P 26 * X^3$	[53].....	38
$EI Y 0 + EI \theta 0 * 0,086 = 0,697 N * m^3$	[54].....	38
$EI Y 0 + EI \theta 0 * 0,086 = 296,73 N * m^3$	[55].....	38
$\delta = EI Y EI x$	[56].....	38

LISTA DE TABLAS

TABLA 1. DIÁMETRO INICIAL Y ANCHO FINAL PARA LAS MUESTRAS DE CAÑA (PRIMER ENSAYO).	53
TABLA 2 COMPARACIÓN TEÓRICO EXPERIMENTAL.	53

LISTA DE ANEXOS

ANEXO 1: confrontación experimental para el ancho final de la caña.....

ANEXO 2: Valores normalizados de módulos para engranajes rectos.....

ANEXO 3: factores de reducción de resistencia a la fatiga.....

ANEXO 4: tabla para la selección de chavetas y chaveteros según el diámetro del eje

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado inicialmente a mis padres, a quienes les debo todo lo que he logrado en la vida, quienes son mi apoyo y motor que ha impulsado a llegar hasta el punto en el que me encuentro. En segundo lugar, dedico este proyecto a mis hermanos y sobrinos con los que siempre pude contar en todo momento y quienes me han ayudado de tantas formas que se me hace imposible de resumir. No puedo olvidar a mi esposa, quien estuvo a mi lado en todo momento, quien me acompaña y escucha cuando todo parece imposible de resolver. Es mi deseo agradecerle a Dios por haberme dado la oportunidad tan grande de seguir este camino como profesional, el cual se encuentra en su recta final. Finalmente le dedico este proyecto a cada uno de mis colegas y compañeros.

Victor Manuel Diaz Ortega

El presente trabajo de grado está dedicado a mi familia, especialmente a mis abuelos y mi madre, que siempre inculcaron en mí los valores para crecer como persona y son el motivo de haber decidido cursar esta carrera, porque me brindaron su apoyo incondicionalmente, dar un agradecimiento especial a mi tía y su esposo, los cuales me ofrecieron sustento y apoyo, el cual necesite durante toda mi carrera, dedico este triunfo también a mis pocos amigos, que siempre estuvieron ahí, en todo momento, apoyándome y ayudándome con lo que en sus manos estuviera, por último agradecer a mis colegas y compañeros, por haber hecho parte de este proceso.

Jefferson Bayer Bedoya

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos inicialmente a nuestras familias por todo su apoyo y acompañamiento en este camino a convertirnos en profesionales, damos un agradecimiento muy especial al ingeniero Alexander Díaz Arias por su compromiso hacia el proyecto y por todo en lo que nos colaboró a lo largo de la carrera. Agradecemos a todos nuestros colegas que nos acompañaron e hicieron parte de este proceso.

CAPÍTULO I

1. PRÓLOGO

1.1 INTRODUCCIÓN

La industria azucarera representa gran parte de la economía colombiana mostrando un gran crecimiento a lo largo de los años, llevando esto a la necesidad de prestarle especial atención a los productos que de esta se derivan y al proceso que esto conlleva, siendo la panela el más importante.

En este trabajo se presentará un procedimiento para el diseño de un molino de caña de rodillos, el cual parte de un modelo matemático que describe el comportamiento de la caña al ser comprimida [1], este nos permitirá obtener las fuerzas necesarias para llevar a cabo dicho proceso con mayor precisión al momento de establecer la metodología de diseño con el que se dimensionarán los diferentes componentes del molino, diseño que luego será comparado con los catálogos encontrados a nivel industrial.

El capítulo I contiene información sobre la problemática objeto de estudio en este trabajo, así como también se menciona alguna de las metodologías que se ha seguido para realizar los diseños para molinos de caña de rodillos.

En el capítulo II se mostrará la fundamentación teórica, para la metodología de diseño de molinos paneleros aquí propuesta desde su punto de partida.

En el capítulo III se presentan los principales parámetros desde los que se partirá y los cálculos preliminares que darán la base para desarrollar la metodología de diseño que en el presente trabajo se propone.

En el capítulo IV tendrá lugar el análisis de los elementos mecánicos que constituyen la máquina. Se presentan todos los cálculos que dicho análisis involucra y sus respectivos materiales de construcción y se mostrarán algunas comparaciones con catálogos de molinos que se encuentran a nivel industrial.

En el capítulo V se presentará una comprobación desarrollada en un software de elementos finitos (INVENTOR AUTODESK) con el cual se verificarán esfuerzos y deformaciones de los componentes del molino, para la validación del diseño.

En el capítulo VI Se mostrarán las respectivas conclusiones que todo el proceso mencionado anteriormente conlleva.

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En el territorio nacional se cuenta con trece (13) ingenios azucareros, los cuales cuentan con molinos industriales que cumplen la función de extraer el jugo de caña para la elaboración de panela; a pesar del paso de los años no han tenido un riguroso estudio en su diseño. Los diseños realizados para dichas máquinas utilizan aproximaciones para el cálculo de la fuerza requerida para la compresión de la caña; lo cual genera un error que debe ser corregido.

1.3 OBJETIVO GENERAL

- Establecer una metodología de diseño de molinos paneleros para una productividad determinada

1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Obtener una expresión para la determinación de la fuerza y potencia requerida en la compresión de tallos de caña por medio de rodillos cilíndricos para una productividad determinada.
- Diseño de los elementos constitutivos de un molino panelero para la fuerza y potencia requerida en la compresión de tallos de caña por medio de rodillos cilíndricos para una productividad determinada.
- Determinación de los esfuerzos y deformaciones de los componentes del molino de rodillos cilíndricos utilizando un programa de elementos finitos.
- Realizar una comparación directa con catálogos de molinos paneleros, de iguales dimensiones y productividad.
- Establecer la metodología de diseño de molinos paneleros.

1.5 ESTADO DEL ARTE

Dando una vista atrás, a los estudios hechos sobre los molinos de cañas, se establece como literatura base el “Manual del ingenio azucarero de Hugot” [2], que data de los años 1950, de origen francés, cuyo contenido es información valiosa, obtenida a través de cálculos empíricos sobre todo lo relacionado con el tema, presentando el paso a paso para su diseño y construcción, teniendo en cuenta todo el proceso de producción de panela, no sólo la compresión de la caña, que es el principal objeto de estudio y punto de partida en el presente proyecto. Mostrando algunos diseños como el llevado a cabo en Ecuador en el 2008 [3], en donde se muestra una problemática específica de este campo y de la localidad, a la que se le daría solución siguiendo paso a paso la metodología de diseño presentada en la literatura anteriormente mencionada y donde se tienen en cuenta dos tipos de transmisión de potencia, como lo serían un motor eléctrico y la tracción animal, siendo esta última una opción viable dadas las condiciones presentes por ser una zona marginal.

Más tarde en el 2013, en la ciudad de Quito, dos estudiantes presentan otra propuesta [4] que aunque tenía como base principal la literatura de Hugot; previo a su desarrollo, se presentan algunos análisis que intervienen directamente en su planteamiento inicial, como lo son: un estudio agroecológico, que sirve para determinar estadísticamente las dimensiones de la caña con la que trabajaría el molino, teniendo en cuenta únicamente las variedades de caña presentes en la región, seguido de un estudio de factibilidad para las diferentes formas posibles de construcción, donde se tienen en cuenta el número y disposición de las mazas que debe llevar el molino, evidenciando las ventajas y desventajas que cada una de ellas (disposiciones típicas) presentan, además un estudio experimental, donde se demuestra el rango adecuado de velocidad angular (10 RPM- 15 RPM) para una mayor eficiencia en la extracción de jugo de caña y las respectivas pruebas para el cálculo de la fuerza de compresión de la caña, obtenido a través de un ensayo de aplastamiento aplicado a diferentes muestras de caña que cumplen con las características que se exigen en la producción de panela.

Siguiendo esta secuencia se puede encontrar el trabajo presentado en la ciudad de Pereira, [5] mostrando de una manera más amplia la problemática sobre la baja eficiencia de los molinos de caña, evidenciando de forma más específica, algunas causas con sus respectivos efectos y consecuencias, donde también quedan expuestos algunos criterios de sus autores al proponer

otras soluciones de diseño, como sería un acople cuadrado entre el eje y las mazas, presentando así una evolución con respecto a los anteriores, lo cual deja la puerta abierta a la innovación y el avance tecnológico por de una u otra forma llamarlo, a la metodología de diseño y el producto final al que se puede llegar en pro de contrarrestar las falencias presentadas en los molinos a través de los años, y exhibiendo la necesidad de establecer una nueva metodología que cumpla con todas las exigencias y presente mejores resultados, tomando otro punto de partida de ser preciso.

CAPÍTULO II.

2. CONCEPCIÓN TEÓRICA

Teniendo en cuenta los estudios citados en el capítulo I, donde se exponen algunos procedimientos de diseño, que provienen de una concepción empírica, lo cual de cierta forma resta validez a los ejercicios que con esta base se desarrollen, dado que cumplir con las condiciones con las que se contaba en su concepción es bastante difícil, se procede a establecer en el presente trabajo un nuevo punto de partida (teórico), utilizando para este fin el modelo matemático obtenido por (Alexander Díaz and Ciro n.d.) [1], en donde se presenta una expresión para calcular la fuerza necesaria para la compresión de caña por medio de rodillos ranurados, se procede a establecer una metodología para el diseño de los elementos que allí directamente intervienen, a partir de la potencia necesaria para procesar un flujo másico de caña previamente establecido.

$$P = M * w \quad [1]$$

P Potencia [W]

M Momento debido a la compresión de la caña [N.m]

w Velocidad angular de las mazas [rad/s]

$$M = Fk * F_N * D \quad [2]$$

Fk Factor de fricción dinámico entre la caña y las mazas.

F_N Fuerza normal que actúa sobre las mazas debido a la compresión de la caña [N]

D Diámetro de las mazas

Reemplazando 2 en 1 se obtiene

$$P = Fk * F_N * D * w \quad [3]$$

$$w = \frac{Vt}{\frac{D}{2}} \quad [4]$$

$$fm = \rho * Vt * A \quad [5]$$

Vt Velocidad tangencial [m/s]

f_m flujo másico de la caña [Kg/s]

ρ Densidad de la caña [Kg/m³]

A Área de la caña [m²]

Despejando la velocidad tangencial se obtiene

$$V_t = \frac{f_m}{\rho * A} \quad [6]$$

Reemplazando la ecuación 5 en la ecuación 4 se obtiene

$$w = \frac{2 * f_m}{\rho * A * D} \quad [7]$$

Reemplazando la ecuación 7 en la ecuación 3

$$P = \frac{2 * f_m * F_k * F_N}{\rho * A} \quad [8]$$

La potencia corregida será igual a:

$$N_c = 1.2 * P \quad [9]$$

N_c Potencia corregida [W]

Se multiplica la potencia por 1,2 dado que la potencia P es un valor que abarca del 75% al 85% del proceso de compresión. [1]

Previamente se establecerán los primeros dos parámetros de carácter dinámico, como lo son la velocidad tangencial y angular de las mazas, los cuales tienen un rango de valores recomendados de (0,1 m/s–0,13 m/s) y (10-13 rpm) respectivamente, teniendo esto, podremos calcular el diámetro de la maza, lo cual involucra directamente estas velocidades, sabiendo que:

$$D = \frac{2V_t}{w} \quad [10]$$

Habiendo calculado la primer dimensión de las mazas, se dispone a calcular su longitud, para lo cual se asume, que no hay espacio entre las cañas cuando lleguen a su ancho final al pasar por las mazas, se está en capacidad de obtener el número de cañas que se pueden comprimir en un

mismo instante de tiempo. En la Figura. 1 se observa la disposición inicial de las cañas, en la Figura. 2 se observa la disposición final de las cañas al ser comprimidas por las mazas.

Figura 1 Posición inicial de las cañas.

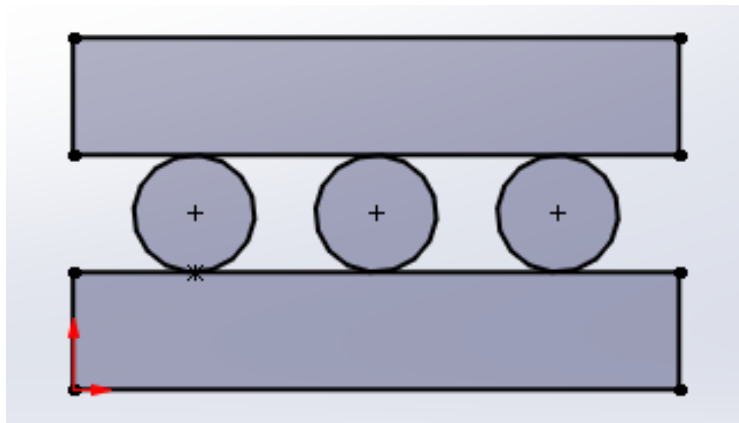
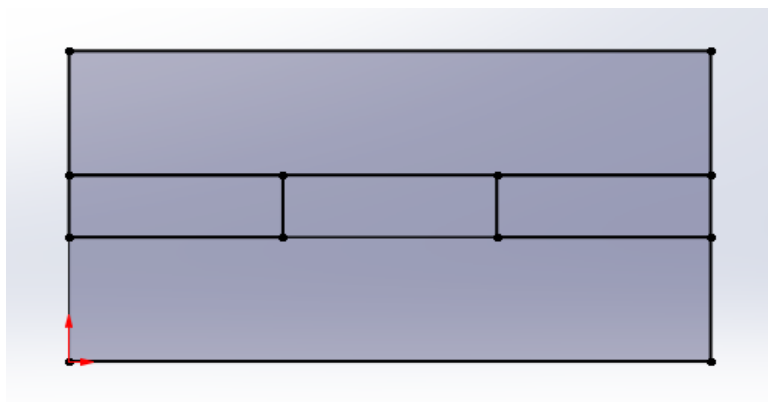


Figura 2 Disposición final de las cañas después de la compresión.



Dado que la longitud de la maza depende solamente del número de cañas y su ancho final, procedemos a calcularlas.

Cálculo del ancho final de la caña

Partiendo de las propiedades físico-mecánicas de la variedad POJ 28-78 las cuales se muestran en la Figura 3, se realiza la siguiente formulación.

Figura 3 Propiedades físico-mecánicas para las variedades POJ 28-78, CO 421 y CC 84-75 [1]

Propiedades físico-mecánicas	Variedades de caña		
	POJ 28-78	CO 421	CC 84-75
Coeficiente de compresión (λ_H)	0,52	0,43	0,44
Coeficiente de expansión (λ_l)	1,16	1,19	1,17
Coeficiente de ensanchamiento lateral (ϵ)	0,41	0,35	0,26
Coeficiente de resistencia (K), MPa	1,03	1,10	1,22
Coeficiente de endurecimiento (n)	2,52	2,73	2,20
Coeficiente de fricción dinámico (f_k)	0,25	0,24	0,21

$$\epsilon = \frac{\epsilon_b}{\epsilon_h} \quad [11]$$

Siendo:

ϵ_b Deformación unitaria en ancho

ϵ_h Deformación unitaria en altura

Donde

$$\epsilon_b = \frac{\Delta b}{b} \quad [12]$$

Δb Alargamiento en el ancho de la caña

b Ancho inicial de la caña

A partir de la etapa de deformación plástica que sufre la caña se obtiene

$$b = \lambda_l * d \quad [13]$$

d Diámetro de la caña

Así mismo se tiene

$$\epsilon_h = \frac{\Delta H}{H} \quad [14]$$

ΔH Acortamiento en altura

H Altura inicial de la caña

Al igual que para el caso del ensanchamiento se define la etapa plástica en el acortamiento de la caña de la siguiente manera.

$$H = \lambda_H * d \quad [15]$$

Reemplazando la ecuación 13 en la ecuación 12 se obtiene

$$\epsilon_b = \frac{\Delta b}{\lambda_l * d} \quad [16]$$

Ahora se reemplaza la ecuación 15 en la ecuación 14 de lo que se obtiene

$$\epsilon_H = \frac{\Delta H}{\lambda_H * d} \quad [17]$$

Ahora se reemplazan 16 y 17 en la ecuación 11; simplificando se tiene.

$$\epsilon = \frac{\Delta b * \lambda_H}{\Delta H * \lambda_l} \quad [18]$$

Dada la existencia de una apertura entre cilindros se llega a:

$$H = \Delta H + h \quad [19]$$

h Apertura entre cilindros (valor recomendado $h=1\text{mm}$ para la mayor extracción de jugo)

Sustituyendo 19 en la ecuación 15 se tiene:

$$\lambda_H * d = \Delta H + h \quad [20]$$

Sustituyendo 20 en 18 se obtiene la siguiente expresión

$$\epsilon = \frac{\Delta b * \lambda_H}{(\lambda_H * d - h) * \lambda_l} \quad [21]$$

Despejando Δb se obtiene

$$\Delta b = \frac{\epsilon * (\lambda_H * d - h) * \lambda_l}{\lambda_H} \quad [22]$$

Ancho L de la caña para un valor de h

$$L = b + \Delta b \quad [23]$$

L Ancho de la caña después de la etapa de compresión

Reemplazando la ecuación 22 en 23 se obtiene el ancho final de la caña.

$$L = \lambda_l \left(\frac{\epsilon}{\lambda_H} (\lambda_H * d - h) + d \right) \quad [24]$$

Para obtener la longitud final de la caña se debe de tener en cuenta las pruebas de laboratorio realizadas en el ANEXO 1, en las cuales se demuestra la necesidad de un factor correctivo para el ancho final de la caña, el cual va en un rango de valores desde 1,7 hasta 2 donde dicho valor se selecciona dependiendo del criterio del diseñador y multiplica la ecuación 24.

Cálculo del número de cañas

Habiendo llegado ya a una expresión, que obtendrá con certeza el ancho final del tallo después de su compresión, se procede a calcular el número de cañas, utilizando el área efectiva de compresión.

Se establece un área total de caña teniendo en cuenta un número total de cañas utilizadas Zm

$$A = Zm * \frac{\pi}{4} * d^2 \quad [25]$$

Zm Número de cañas

d Diámetro medio de la caña

Respectivamente se halla un área total con un diámetro equivalente al total de las cañas comprimidas al mismo tiempo

$$A = \frac{\pi}{4} * d_2^2 \quad [26]$$

Donde d_2 representa el diámetro equivalente al área efectiva conformada por el número de cañas procesadas en un mismo instante de tiempo.

Se establece el flujo másico de caña con el cual se va a realizar el diseño de los molinos, para esto se realiza el siguiente procedimiento.

$$fm = \rho v A \quad [27]$$

ρ Densidad de la caña

v Velocidad tangencial

A Área de la caña

Se toma un valor de densidad de caña igual a 850 Kg/m^3

Reemplazando 26 en 27, se llega a lo siguiente.

$$\frac{\pi}{4} * (d_2^2) = \frac{fm}{\rho v} \quad [28]$$

$$d_2 = 2 * \sqrt{\frac{fm * \pi}{\rho v}} \quad [29]$$

Conociendo el valor de d_2 y sabiendo que el área de caña procesada va a ser el mismo se pueden igualar las ecuaciones 25 y 26.

$$Zm * \frac{\pi}{4} * d^2 = \frac{\pi}{4} * d_2^2 \quad [30]$$

$$Zm = \frac{d_2^2}{d^2} \quad [31]$$

Con la expresión 31, se calcula el número total de cañas para así obtener el ancho total de cañas que se dispone en las mazas teniendo como expresión final para la longitud de las mazas, la mostrada a continuación.

$$L = z_m * K_G * \lambda_l \left(\frac{\epsilon}{\lambda_H} (\lambda_H * d - h) + d \right) \quad [32]$$

K_G Factor correctivo experimental (anexo 1)

De esta forma, concluiría el diseño de las mazas, estas generalmente están construidas en un hierro gris, debido a su resistencia y buenas propiedades anticorrosivas [6]

CAPÍTULO III

3. RUTINA DE MATLAB

A continuación, se presenta la rutina de matlab utilizada para el desarrollo de las fuerzas que afectan al molino.

% los siguientes cálculos han sido basados en la caracterización de la caña POJ 28-78, para un flujo másico equivalente al de 3 cañas, con un valor medio de diámetro de $d = 30$ mm.

% cálculo de la fuerza Normal y línea de acción

```
close all;clc; clear all
```

```
%% Propiedades físico-mecánicas
```

```
LH=0.52;% coeficiente de compresión.
```

```
Lb=1.16;% coeficiente de expansión.
```

```
e=0.41;% coeficiente de ensanchamiento lateral.
```

```
K=1.03e6;% coeficiente de resistencia, Pa.
```

```
n=2.52;% coeficiente de endurecimiento.
```

```
fk=0.25;% coeficiente de fricción dinámico.
```

```
m=0.25;
```

```
%% Parámetros dinámicos y geométricos.
```

```
h=0.001;%separación entre los cilindros, m.
```

```
w=1.256;% velocidad angular de los cilindros asumido,  $s^{-1}$ .
```

```
V=0.125% Velocidad periférica de los cilindros asumido, m/s
```

```
d=0.03; %% Diámetro de la caña, m
```

```
D=(2*V)/w %% Diámetro de las mazas, m
```

```
fm=0.226 % flujo másico de caña en Kg/s
```

```
d2=2*sqrt(fm/(V*850*pi)) %diámetro equivalente del tallo de caña, para su área efectiva total
```

```
A=(pi/4)*d2^2 % área de la caña en  $m^2$ 
```

```

H=LH*d; %cálculo de la altura inicial de la muestra de caña.
alfae=asin((D+h-H)/D);% cálculo del ángulo de contacto.

%% ancho final de la caña
Zm=round((d2/d)^2)
dH=LH*d-h
l=1.7*Zm*Lb*d*((e/d)*(dH/LH)+1)

%% cálculo de las constantes
J=H-h-D;
T=(1/H)*(J+(e/H)*J^2-e*J);
B=(1/H)*(D+((2*e*J*D)/H)-e*D);
Z=e*D^2/H^2;
U=l*((e*J/H)+1);
W=(l*e*D)/H;

%% definición de funciones
f=@(x)exp(n*(T+B*sin(x)+Z*(sin(x)).^2)).*(U+W*sin(x));% fuerza normal
f2=@(x)exp(n*(T+B*sin(x)+Z*(sin(x)).^2)).*((U+W*sin(x)).*(sin(2*x)));% ángulo

%% solución de integrales
Q = quad(f,alfae,pi/2);
QP= quad(f2,alfae,pi/2);

%% cálculos finales
FN=(K*D/2)*Q %fuerza normal,N.
alfaN=(1/2)*asin(K*QP*D/(2*FN))% ángulo línea de acción fuerza,rad.
F=(FN*(sin(alfaN))+FN*cos(alfaN))
Ni=FN*m*V^2% potencia inicial,W
Nc=Ni*1.2% potencia corregida,W
M=fk*FN*D %momento torsor N.m

```

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO MECÁNICO

4.1 DISEÑO DE LOS EJES

Se obtiene el flujo másico para el cual va a ser diseñado el molino panelero

$$fm = 3 * \frac{850kg}{m^3} * \frac{0.1256m}{s} * \frac{\pi}{4} * (0.03m)^2 \quad [33]$$

$$fm = 0.226 \text{ Kg/s}$$

$$fm = 814.32 \text{ kg/h}$$

De lo anterior se indica que el molino de caña procesará 814,32 Kg/h de caña y teniendo en cuenta esto se realiza el respectivo diseño mecánico de sus partes.

Se realiza el diseño mecánico de los ejes que se utilizan para soportar las mazas, teniendo en cuenta todas las fuerzas que se generan debido al proceso de compresión de las cañas.

Se sigue la metodología de diseño expuesta en [7]

A partir de la rutina de cálculo planteada en el capítulo III, se obtienen los siguientes resultados, necesarios para el diseño.

$$N_c = 4929,4 \text{ W}$$

$$L_T = 0,25 \text{ m}$$

$$F_N = 65725 \text{ N}$$

$$\alpha = 0,12 \text{ rad}$$

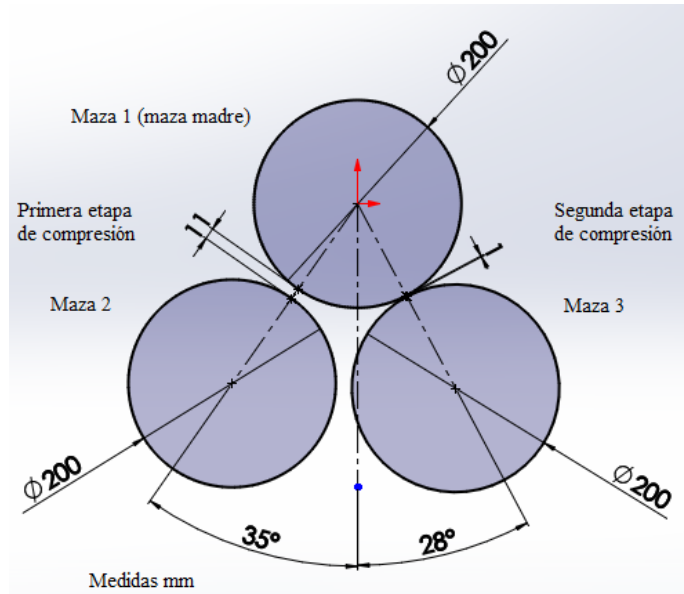
$$M_T = 3270,6 \text{ N.M}$$

$$V_t = 0,125 \text{ m/s}$$

$$\varphi_m = 0,2 \text{ m}$$

Disposición de las mazas del molino panelero

Figura 4. Vista lateral de las mazas del molino panelero



Datos para la primera etapa de compresión

$$F_{N1} = 6787,4 \text{ N}$$

$$\alpha_1 = 0,0956 \text{ rad}$$

$$N_{C1} = 509,056 \text{ W}$$

$$W = 1,256 \text{ rad/s}$$

$$F_1 = 7704,6 \text{ N}$$

$$H_1 = 11 \text{ mm}$$

$$\theta_1 = 35^\circ$$

Datos para la segunda etapa de compresión

$$F_{N2} = 58937,6 \text{ N}$$

$$N_{C2} = 4420,344 \text{ W}$$

$$F_2 = 65660,4 \text{ N}$$

Debido a que la maza sometida a mayor esfuerzo es la maza 1 (maza madre) ya que soporta ambos procesos de compresión, sólo se analizará dicho eje y los otros dos tendrán las mismas dimensiones, presentando así un factor de seguridad mayor al eje de la maza 1.

Se obtienen las distancias necesarias para definir el eje

$$\text{Distancia entre apoyos} = 2 * (0,3 * \text{Longitud de la maza}) + \text{Longitud de la maza} \quad [34]$$

$$\text{Distancia entre apoyos} = 0,04 \text{ m} \quad [5]$$

Selección de los engranajes y sus dimensiones

Se calcula la distancia entre centros de la maza 1 y la maza 2

$$\text{Distancia entre centros} = \frac{Dmz1 + Dmz2}{2} + H1 \quad [35]$$

Dmz diámetro de la maza

Siendo $Dmz1 = Dmz2 = Dmz3 = 0,2 \text{ m}$ se obtiene

$$\text{Distancia entre centros} = 0,211 \text{ m}$$

$$r_p = \frac{\text{Distancia entre centros}}{2} \quad [36]$$

r_p Radio primitivo del engranaje

$$r_p = 0,105 \text{ m}$$

Se asume un número de dientes $Z=24$

$$m = \frac{Dp}{Z} \quad [37]$$

$$m = 8,79$$

Se normaliza el módulo obteniendo (ver anexo 2)

$$m = 9$$

Se calcula el ancho de la cara de los dientes con la ecuación [5]

$$8m < Ad < 12,5m \quad [38]$$

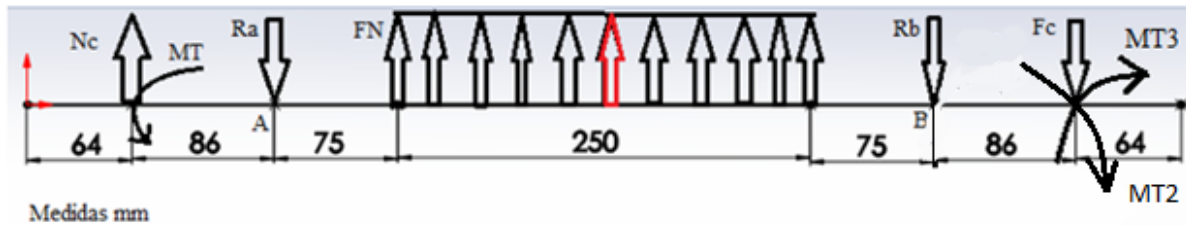
Se recomienda utiliza el valor menor

$$Ad = 72 \text{ mm}$$

Para las mazas y los engranajes se añadirá un cubo de 4 cm, donde se pondrá un prisionero para seguridad y correcto funcionamiento de la transmisión, en este se incluirán las chavetas las cuales serán diseñadas más adelante.

A continuación, se muestra el diagrama de fuerzas en el plano XY

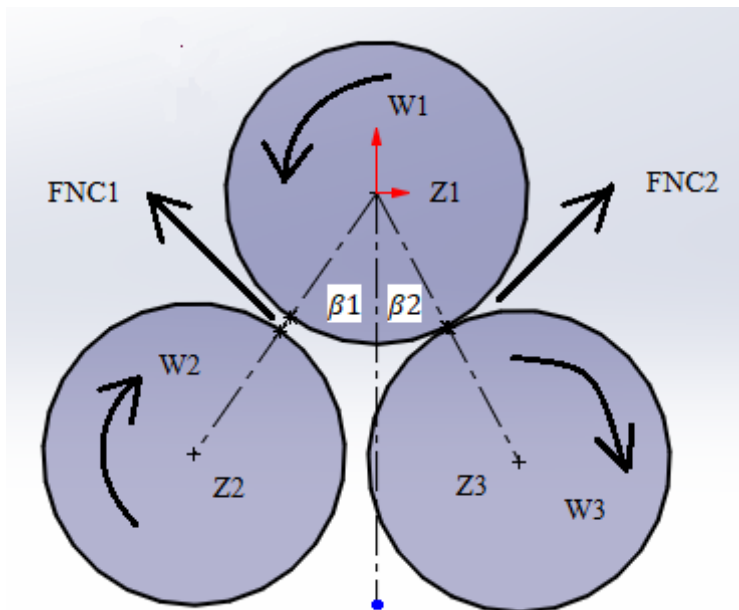
Figura 5. Diagrama de fuerzas plano XY



Se procede a calcular F_{NC1} y F_{NC2} ; fuerzas producidas debido al contacto entre los engranajes de la maza 1 con la maza 2 y de la maza 1 con la maza 3 respectivamente. Tal como se muestra en la figura 3.

Se muestra la disposición de los engranajes y las fueras de reacción debido a la transmisión de potencia.

Figura 6. Diagrama fuerzas transmitidas por los engranajes, vista lateral



Donde:

$$\beta_1 = 35^\circ$$

$$\beta_2 = 28^\circ$$

Sabiendo que:

$$N_C = T * W \quad [39]$$

$$T = F_{NC} * \frac{Dp}{2} \quad [40]$$

Se tiene

$$N_{C1} = 509,056 \text{ W}$$

$$T_1 = 406,299 \text{ N} * \text{m}$$

$$F_{NC1} = 1876,39 \text{ N}$$

$$N_{C2} = 4420,344 \text{ W}$$

$$T_2 = 3519,382 \text{ N} * \text{m}$$

$$F_{NC2} = 16293,44 \text{ N}$$

Ahora se obtiene el valor correspondiente de estas fuerzas en los planos Y y Z.

Para F_{NC1}

$$F_{NC1}(\hat{J}) = 1876,39 \text{ N} * \text{Sen}(\beta_1)$$

$$F_{NC1}(\hat{J}) = 1076,253 \text{ N}$$

$$F_{NC1}(\hat{K}) = 1876,39 \text{ N} * \text{Cos}(\beta_1)$$

$$F_{NC1}(\hat{K}) = 1537,05 \text{ N}$$

Para F_{NC2}

$$F_{NC2}(\hat{J}) = -16293,44 \text{ N} * \text{Sen}(\beta_2)$$

$$F_{NC2}(\hat{J}) = -7649,31 \text{ N}$$

$$F_{NC2}(\hat{K}) = 16293,44 \text{ N} * \text{Cos}(\beta_2)$$

$$F_{NC2}(\hat{K}) = 14386,254 \text{ N}$$

A continuación, se descomponen las fuerzas de compresión de la caña

$$F_1(\hat{j}) = 7404,6\text{N} * \text{Cos}(35)$$

$$F_1(\hat{j}) = 6065,5\text{N}$$

$$F_1(-\hat{K}) = 7404,6\text{N} * \text{Sen}(35)$$

$$F_1(-\hat{K}) = 4247,1041\text{N}$$

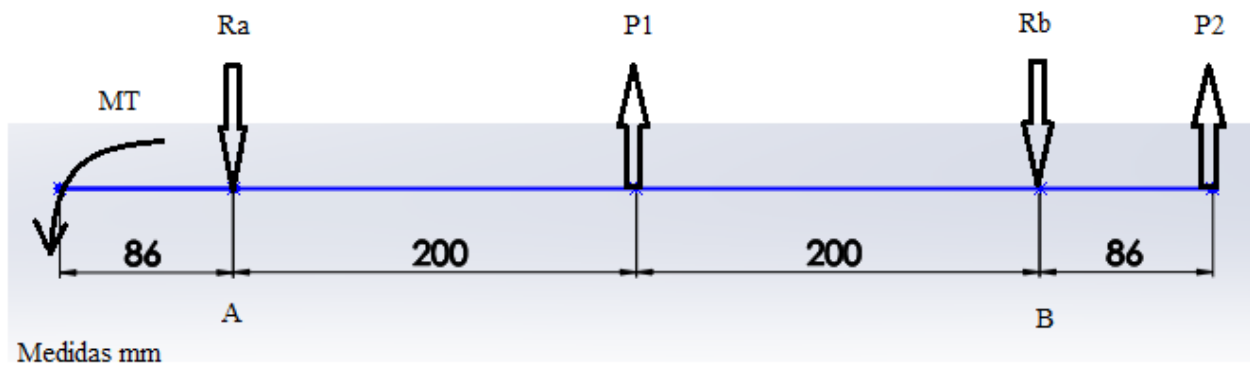
$$F_2(\hat{j}) = 65660,4 * \text{Cos}(28)$$

$$F_2(\hat{j}) = 57974,7\text{ N}$$

$$F_2(\hat{K}) = 65660,4\text{ N} * \text{Sen}(28)$$

$$F_2(\hat{K}) = 30825,691\text{ N}$$

Figura 7. Diagrama de fuerzas plano XY



$$P1 = F1(\hat{j}) + F2(\hat{j})$$

$$P1 = 64040,2\text{ N}$$

$$P2 = F_{NC1}(\hat{j}) + F_{NC2}(\hat{j})$$

$$P2 = -6573,057\text{ N}$$

$$+\uparrow \sum F_Y = 0$$

$$P1 + P2 - Ra - Rb = 0$$

$$+\circlearrowleft \sum M_a = 0$$

$$P1 * 0,2 - Rb * 0,4 + P2 * 0,486 = 0$$

$$Rb = 24033,835 \text{ N (}\hat{j}\text{)}$$

$$Ra = 33433,307 \text{ N (}\hat{j}\text{)}$$

Se realiza el diagrama de esfuerzo cortante y momento flector plano XY

Figura 8. Diagrama de fuerzas cortantes

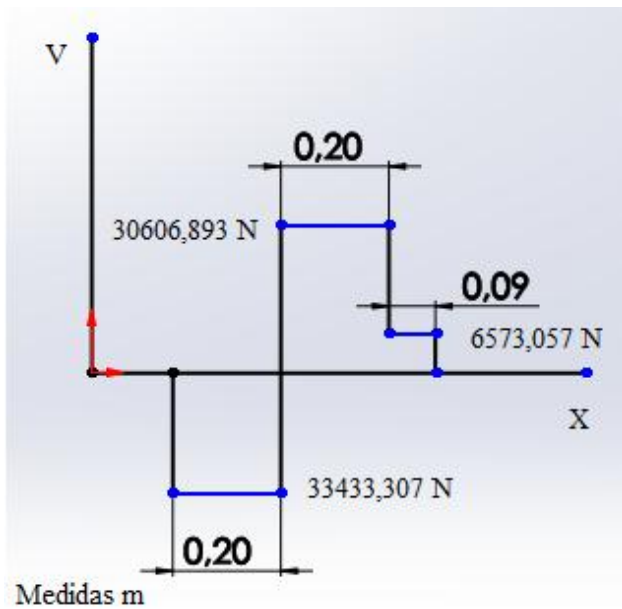


Figura 9. Diagrama de momento flector.

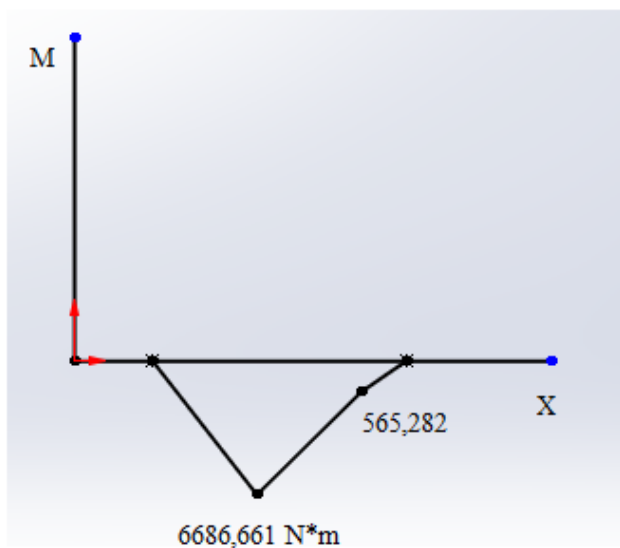
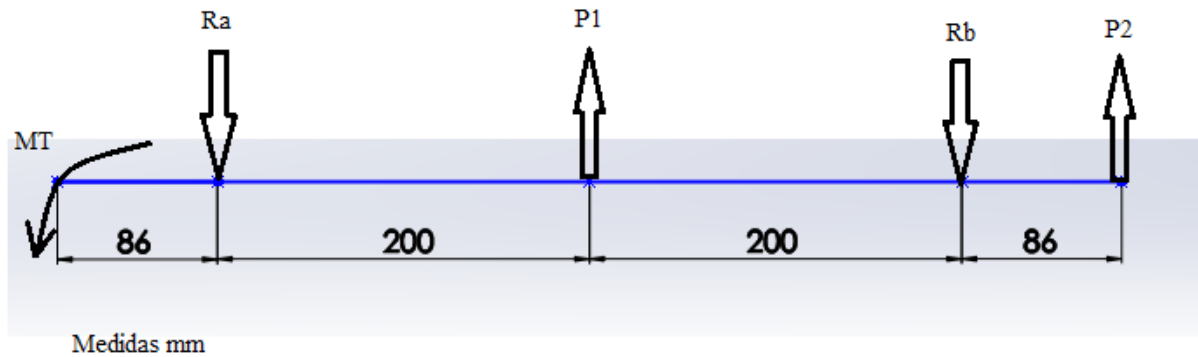


Figura 10. Diagrama de fuerzas plano XZ



$$P1 = F1(\hat{K}) + F2(\hat{K})$$

$$P1 = 26578,586 \text{ N}$$

$$P2 = F_{NC1}(\hat{K}) + F_{NC2}(\hat{K})$$

$$P2 = 15923,304 \text{ N}$$

$$+\downarrow \sum F_z = 0$$

$$Ra - P1 + Rb - P2 = 0$$

$$+\curvearrowright \sum M_a = 0$$

$$-P1 * 0,2 + Rb * 0,4 - P2 * 0,486 = 0$$

$$Ra = 9865,783 \text{ N } (\hat{K})$$

$$Rb = 32636,107 \text{ N } (\hat{K})$$

Diagrama de esfuerzos cortante y de momento flector en el plano X-Z

Figura 11. Diagrama de fuerzas cortantes plano X-Z

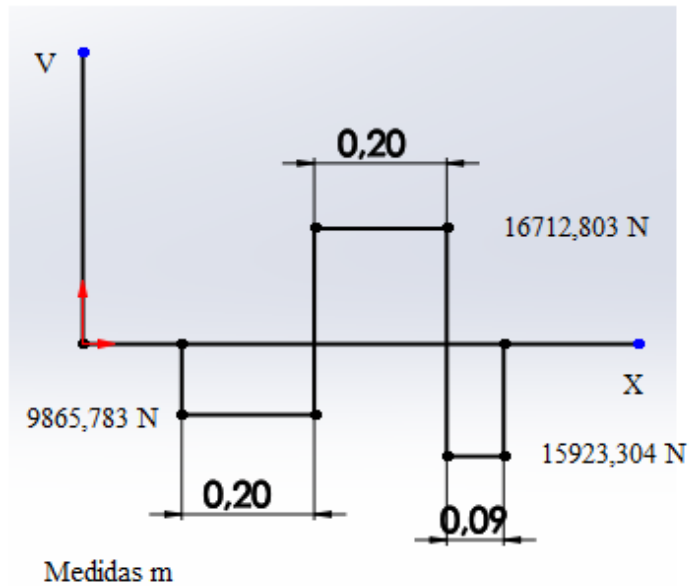
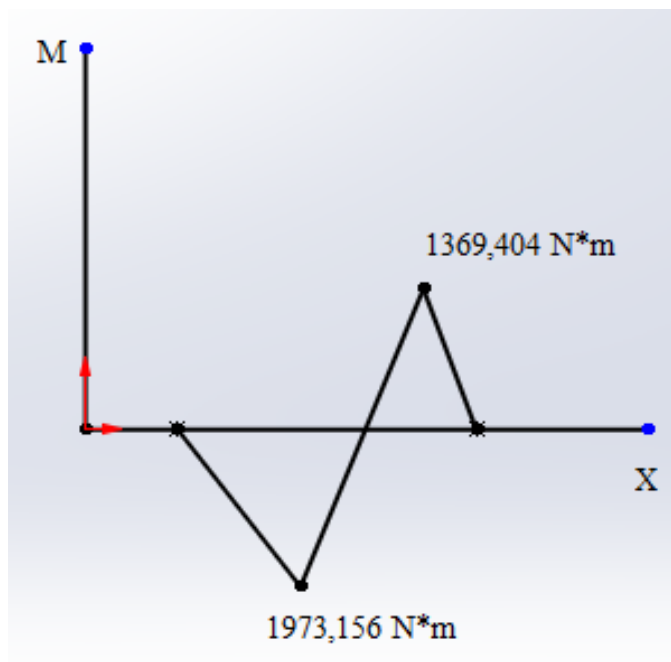


Figura 12. Diagrama de momento flector plano X-Z

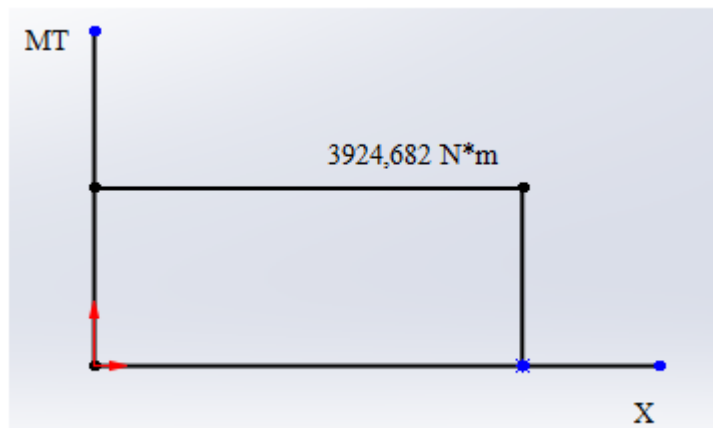


A partir de los diagramas de momento flector anteriormente expuestos, se puede afirmar que el punto más crítico se encuentra ubicado en P1; para este punto se halla el momento resultante.

$$MR_{P1} = \sqrt{M_Y^2 + M_Z^2} \quad [41]$$

$$MR_{P1} = 6971,713 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Figura 13. Diagrama de momento torsores



El material seleccionado para los ejes será un AISI 1040 laminado en frío

$$\sigma_Y = 490 \text{ MPa}$$

σ_Y Esfuerzo de fluencia

$$\sigma_U = 596 \text{ MPa}$$

σ_U Esfuerzo último

4.1.1 ANÁLISIS ESTÁTICO

Para este análisis se tomarán los valores de las cargas pico como el doble de su valor. [7]

Se asume un factor de seguridad N igual a 2.

$$N = 2$$

Teoría de falla TECO

$$\left[\frac{\pi \sigma_Y}{4N} \right]^2 * d^6 - (64M^2 + 48T^2) = 0 \quad [42] \quad [7]$$

Remplazando los valores en la ecuación anterior y despejando el diámetro del eje (d) se obtiene:

$$d = 86,4 \text{ mm}$$

4.1.2 ANÁLISIS DE FATIGA

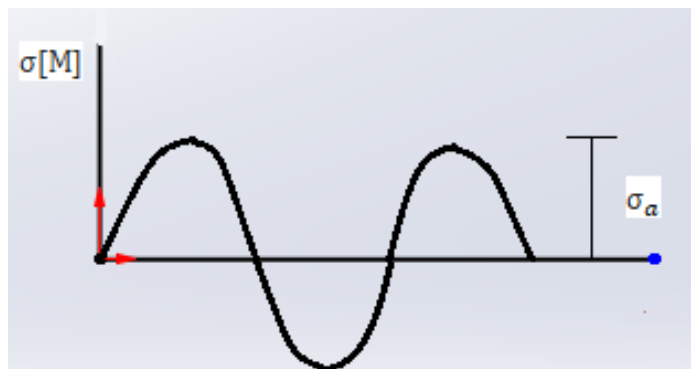
Se realiza el análisis de fatiga mediante el método de Goodman modificado

$$\frac{1}{N} = \frac{\sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}}{\sigma_U} + \frac{\sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}}{\sigma_n} \quad [43]$$

σ_m	Esfuerzo normal medio
τ_m	Esfuerzo cortante medio
σ_a	Esfuerzo normal alterno
τ_a	Esfuerzo cortante alterno
σ_n	Resistencia a la fatiga

Se genera un esfuerzo alternante que va de cero (0 Pa) hasta un valor σ_a tal como se muestra en la Figura 11.

Figura 14. Diagrama de esfuerzo alternante



$$\sigma_a[M] = \frac{Mc}{I} \quad [44]$$

$$c = \frac{d}{2} \quad [45]$$

$$I = \frac{\pi}{64} d^4 \quad [46]$$

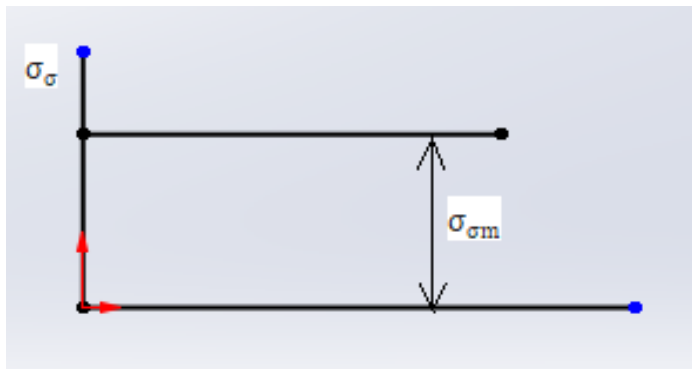
$$\sigma_a = \frac{6971,7123 \text{ Nm} * d}{2 * \frac{\pi}{64} d^4}$$

$$\sigma_a = \frac{223094}{\pi d^3}$$

Según la teoría en árboles el momento siempre genera un esfuerzo variable

Debido al esfuerzo torsor que se presenta a lo largo del eje, se genera un esfuerzo cortante medio como se muestra en la figura

Figura 15. Esfuerzo cortante medio.



$$\sigma_{\sigma m}[T] = \frac{T * c}{J} \quad [47]$$

$$\sigma_{\sigma m}[T] = \frac{3924,682 \text{ Nm} * d}{2 * \frac{\pi}{32} * d^3}$$

$$\sigma_{\sigma m}[T] = \frac{62794,912}{\pi * d^3}$$

Para este punto $K_f=1=K_{ff}=K_{fm}$

Se diseña considerando una vida infinita por ende $\eta_c \geq 10^6$

$$\sigma_n = K * \sigma'_e \quad [48]$$

$$\sigma'_e = 0,5\sigma_U \quad [49]$$

$$\sigma'_e = 317 \text{ MPa}$$

Factores que reducen la resistencia a la fatiga (ver anexo 3)

Ka=0,78 Asumiendo árbol mecanizado

Kb=0,8

Kc=0,807 confiabilidad del 90%

Kd=1

Kcar=1

Ke=1 No se presenta información al respecto

K=0,559728

$$\sigma_n = 0,559728 * 317 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_n = 177,434 \text{ MPa}$$

Con un N=2 y reemplazando en la ec. 10 se obtiene un diámetro de eje igual a

$$d = 97,21 \text{ mm}$$

4.1.3 DISEÑO DE LAS CHAVETAS POR APLASTAMIENTO

$$\frac{\sigma_{permisible}}{\sigma_{real}} = N \quad [50]$$

$$\frac{\sigma_Y * L * h}{2F} = N$$

$$MT = \frac{F * d_{eje}}{2} \quad [51]$$

$$F = \frac{2 * MT}{d_{eje}}$$

Por cizalladura se tiene:

$$\frac{\sigma_Y}{\sigma_{\sigma Y}} = N \quad [52]$$

$$N = \frac{\sigma_Y * b * L}{F}$$

$$L = \frac{F * N}{\sigma_Y * b}$$

Chaveta seleccionada del catálogo con un diámetro de eje $d=100$ mm (estandarizado)

(ver anexo 4)

$$bxh = 28 \times 16$$

Finalmente se calcula la longitud del chavero

$$F = 130824 \text{ N}$$

Asumiendo un $N=1,5$ se obtiene

$$L = 80 \text{ mm}$$

4.2 CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN DEL EJE DE LA MAZA MADRE

La deflexión es calculada siguiendo la metodología de [8]

Para el eje X-Y

Figura 16. Diagrama de fuerzas plano X-Y

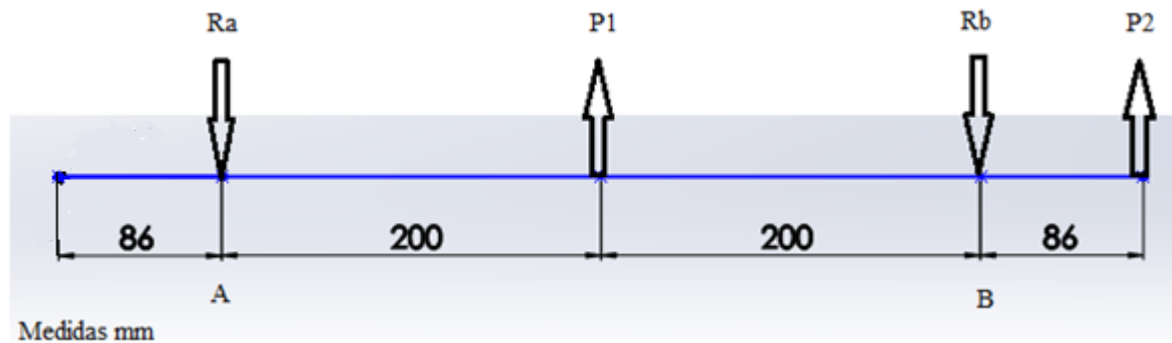
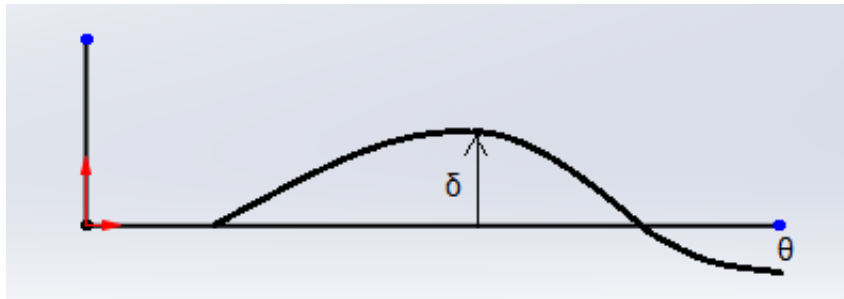


Figura 17. Diagrama de deflexión del eje de la maza madre



Se calcula el primer tramo cuando $X=0,086$ m

$$EIY_0 + EI\theta_0 * X = \frac{P_2}{6} * X^3 \quad [53]$$

$$EIY_0 + EI\theta_0 * 0,086 = 0,697 \text{ N} * \text{m}^3 \quad [54]$$

Se evalúa el segundo tramo $X=0,486$ m

$$EIY_0 + EI\theta_0 * 0,086 = \frac{6573,057 \text{ N}}{6} * 0,486^3 + \frac{24033,86 \text{ N}}{6} * 0,4^3 - \frac{64040,2 \text{ N}}{6} * 0,2^3$$

$$EIY_0 + EI\theta_0 * 0,086 = 296,73 \text{ N} * \text{m}^3 \quad [55]$$

De las ecuaciones 21 y 22 se obtiene |

$$EIY_0 = -62,95$$

$$EI\theta_0 = 740,0825$$

$$\delta = \frac{EIY}{EI_x} \quad [56]$$

Ahora se analiza el punto más crítico en $X=0,286$

$$EIY = -62,95 + 0,286 * 740,0825 - \frac{6573,037}{6} * 0,286^3 - \frac{24033,836}{6} * 0,2^3$$

$$EIY = 91,04$$

Se realiza un escalonamiento de 1,1 veces el diámetro del eje en el sitio en donde van ubicadas las mazas debido a que es la zona más crítica obteniendo así un diámetro igual a 110 mm

$$\delta = \frac{91,04}{207 \times 10^9 * \left(\frac{\pi}{64} * 0,11^4 \right)}$$

$$\delta = 0,066 \text{ mm}$$

La deflexión total del eje debe ser menor a 1 mm [8] porque de lo contrario se presentarían cambios significativos que deben de tenerse en cuenta en la apertura entre las mazas; para este caso se presenta un valor de 0,06 mm el cual cumple con la condición anteriormente expuesta.

4.3 COMPARACIÓN DEL DISEÑO PROPIO CON LOS MOLINOS PRESENTES EN LA INDUSTRIA COLOMBIANA

Se realiza la comparación del diseño del molino panelero propio con los presentes en la industria panelera colombiana, se tiene en cuenta que dicha comparación se realiza con los molinos que presentan las mismas dimensiones de mazas siendo estas de $D * L = 200 * 250$ se compara el flujo másico de caña procesada y la potencia consumida por el molino.

Sabiendo que el diseño propio presenta las siguientes características:

$$f_m = 814.32 \text{ kg/h}$$

$$N_c = 4.9294e+03 \quad [\text{W}]$$

Se realiza la respectiva comparación con los modelos de la figura 18.

Figura 18. Características de molinos paneleros utilizados en Colombia

MARCA	MODELO	MAYAL		A_g , mm	C_n , kg/h	N , kW
		$D \times L$, mm	V_p , m/s			
Amagá	15	140x140	0,10...0,11	11	330	3
	14	170x170	0,11...0,13	11	600	5
	13	190x180	0,10...0,13	12	860	6
	12D	200x220	0,94...1,36	12	1 090	8
	11D	240x260	0,12...0,14	14	1 610	12
	10D	320x300	0,10...0,13	15	2 340	15
	9D	330x410	0,10...0,14	15	3 300	24
Apolo	3B	200x190	0,09...0,14	12	1 000	7
	3C	220x250	0,10...0,14	13	1 370	9
	4C	240x230	0,10...0,13	14	1 510	9
	5STD	270x230	0,10...0,14	14	1 750	12
	8STD	330x310	0,10...0,14	15	2 420	15
El Cóndor	8x10	200x250	0,09...0,14	12	1 240	9
	9x11	230X280	0,10...0,12	13	1 620	12
	11x15	280X400	0,10...0,13	15	2 240	15
La Capana	9x11	230X280	0,10...0,12	13	1 620	12
	11x12	280x300	0,10...0,13	15	1 810	13
Gaitan	5x5	130x130	0,10...0,14	11	200	2
	6x8	150x23	0,10...0,13	11	650	5
	9x10	230x250	0,10...0,13	13	1 450	9
	11,5x14	290x360	0,11...0,14	15	2 360	15
	15x20	400x510	0,10...0,15	16	3 530	24
	18x24	460x610	0,10...0,14	18	4 570	30
Gerrev	Sucesor	210x300	0,10...0,13	12	1 500	10
	13-v	200x350	0,09...0,14	12	1 240	9
	Mascota	120x130	0,09...0,11	11	280	3

Continuación figura 18. Características de molinos paneleros utilizados en Colombia

El Panelero	R-2	140x130	0,10...0,28	11	280	3
	R-4	210x200	0,10...0,13	12	1 090	7
	R-5	200x250	0,09...0,14	12	1 240	9
	R-8	210x250	0,10...0,13	12	1 300	9
	R-14	270x330	0,10...0,13	14	2 050	15
	R-20	330x460	0,10...0,14	14	3 000	18
Penagos	TH-6	200x150	0,09...0,14	12	850	6
	TH-8	200x250	0,07...0,10	12	1 240	9
	TH-10	250x250	0,09...0,11	14	1 670	12
	TH-11	250x310	0,08...0,11	14	1 860	13
	TH-12	310x310	0,07...0,09	15	2 250	15
	TH-16	310x340	0,05...0,11	15	2 640	18
Tornometal	TM-9	220x330	0,14...1,19	13	1 320	9
	TM-11	250x280	0,08...0,11	14	1 690	12

Teniendo en cuenta que los catálogos de molinos paneleros presentan una producción de caña real del 60% o 70% del valor nominal que aparece en catálogo se obtiene para los distintos molinos [9]

Tanto el molino el Cóndor, como el Panelero y Penagos presentan el mismo valor de flujo másico y potencia consumida.

$$fm = 1240 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 0,7$$

$$fm = 868 \text{ kg/h}$$

$$N = 9 \text{ kW}$$

Al comparar dichos valores se observa que para un flujo másico muy similar el molino panelero diseñado en este documento consume la mitad de la potencia que los utilizados en la industria.

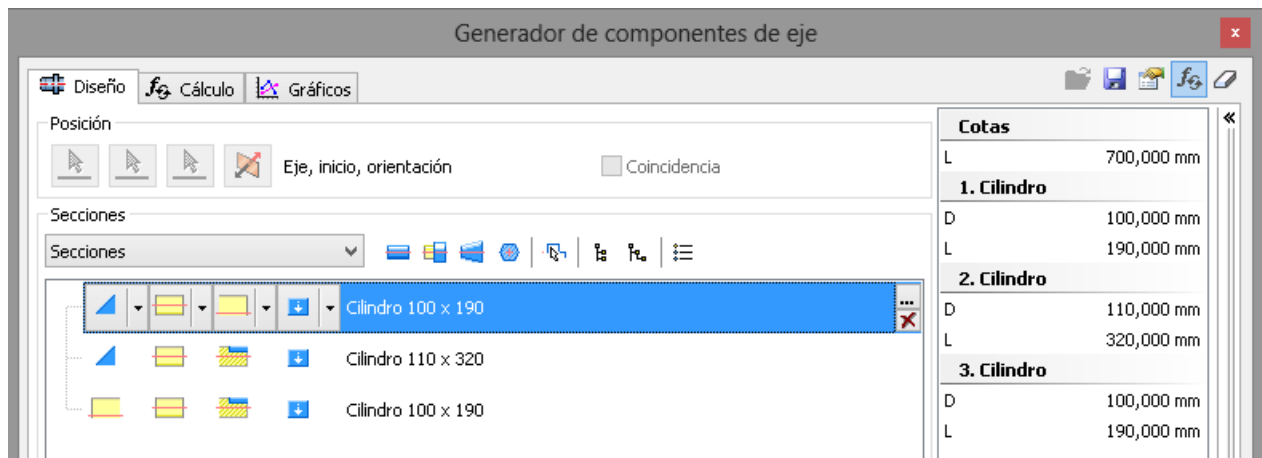
CAPÍTULO V

5. SIMULACIÓN EN AUTODESK INVENTOR

Corroboración del diseño del eje de la maza madre mediante la simulación en el software AUTODESK INVENTOR

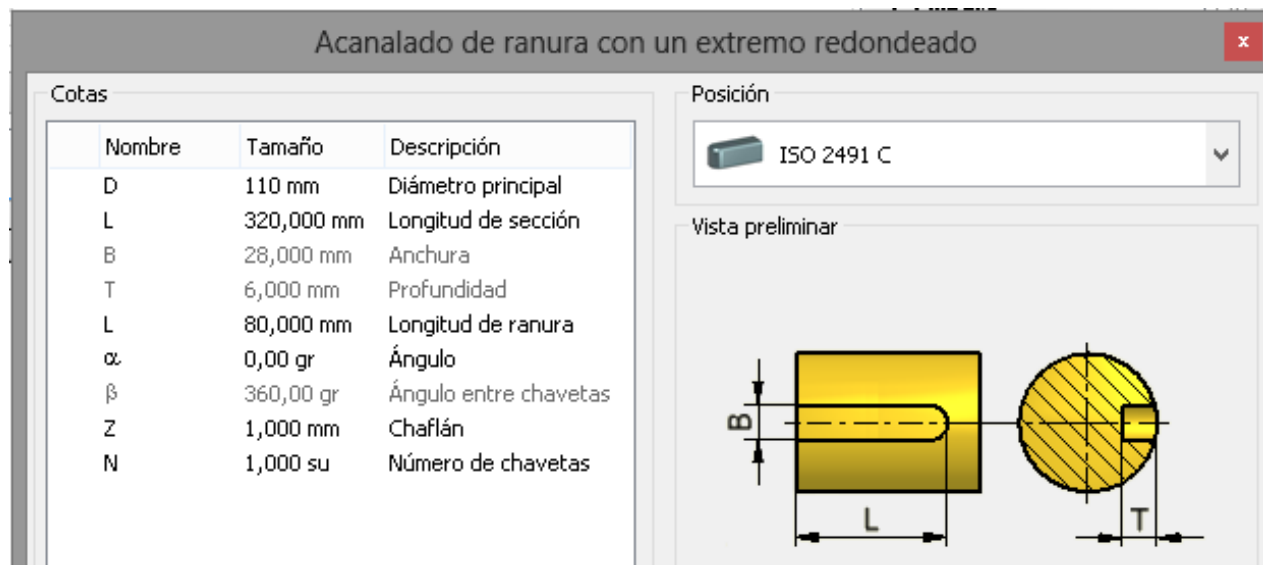
Inicialmente se procede a realizar el dimensionamiento del eje con sus distintas operaciones, tales así como chaflanes y chavetas como se muestra en la figura 15 y en la figura 16

Figura 19. Dimensionamiento del eje en inventor



Se selecciona una chaveta ISO 2491 C ya que presenta las dimensiones obtenidas a partir del diseño en base a los esfuerzos por aplastamiento y cizalladura.

Figura 20. Selección de la chaveta en inventor



Se procede a crear el material del eje con las constantes necesarias para el análisis

Figura 21. Creación del material acero AISI 1040 laminado en frío

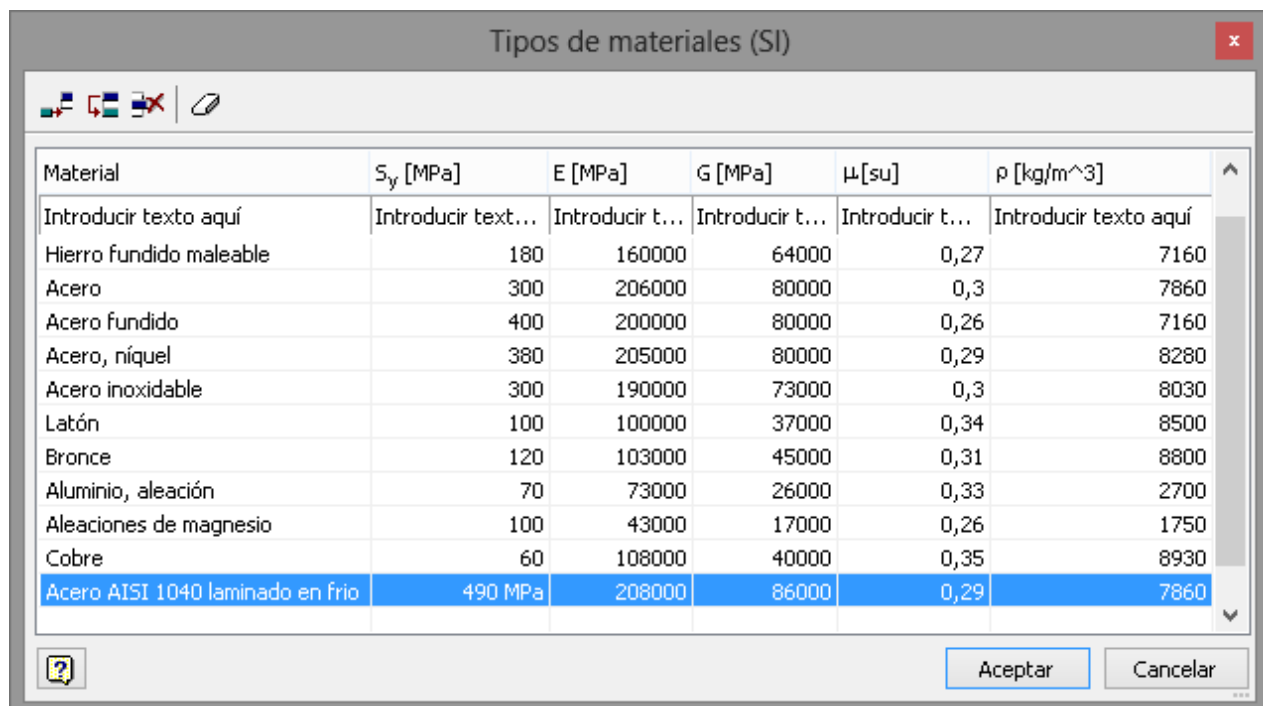


Figura 22. Ubicación de las cargas sobre el eje.

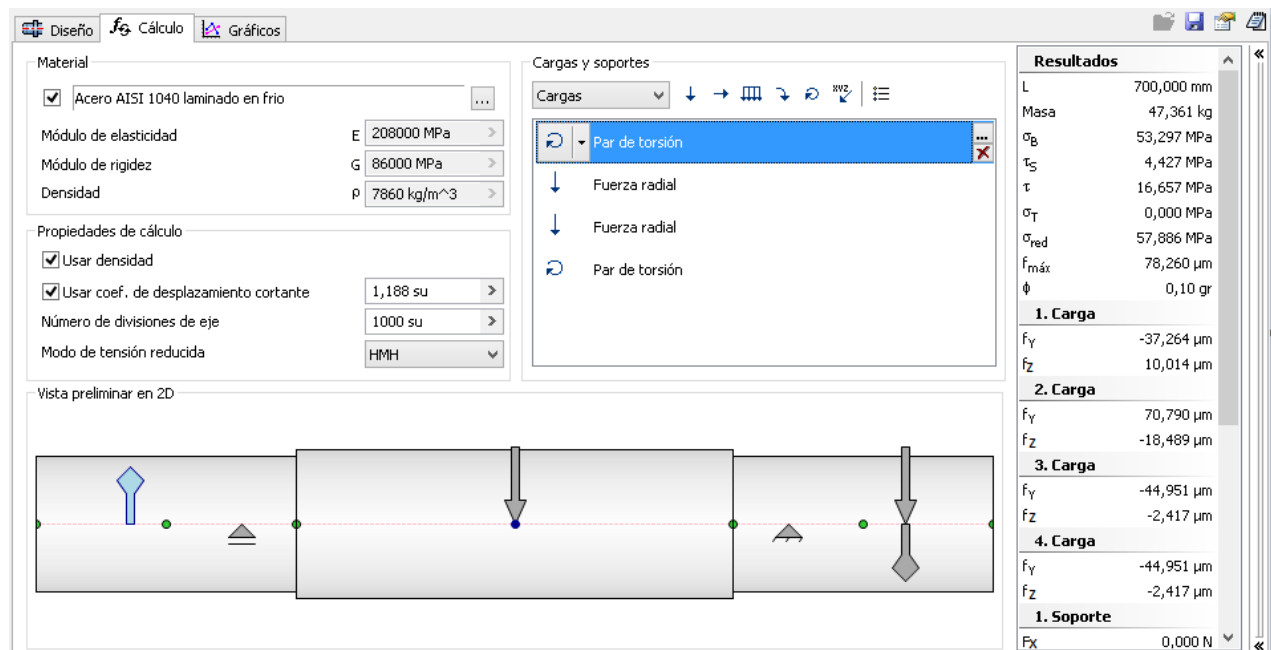


Figura 23. Fuerza de compresión de la caña

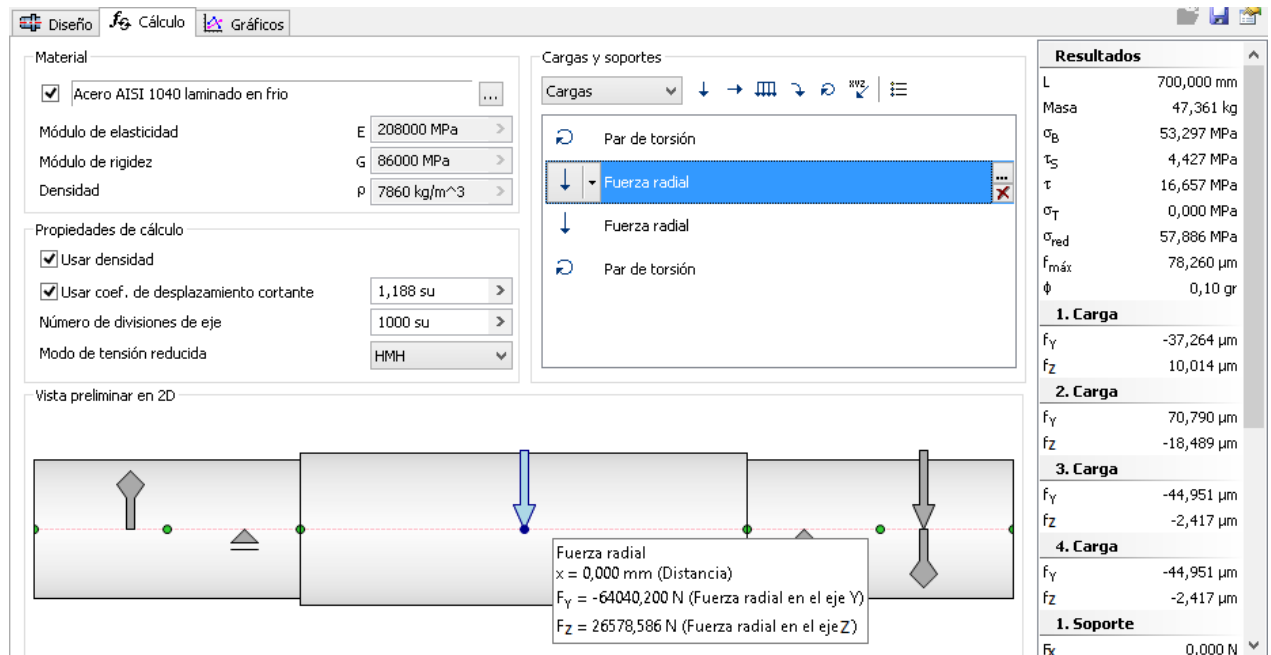
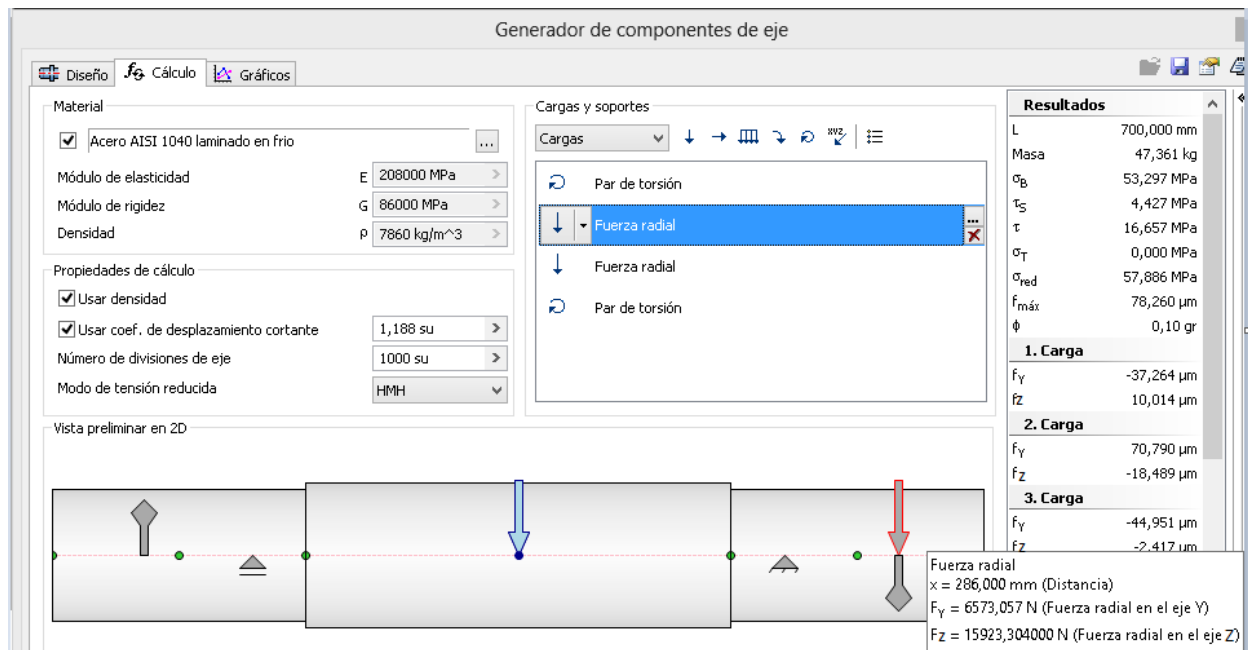
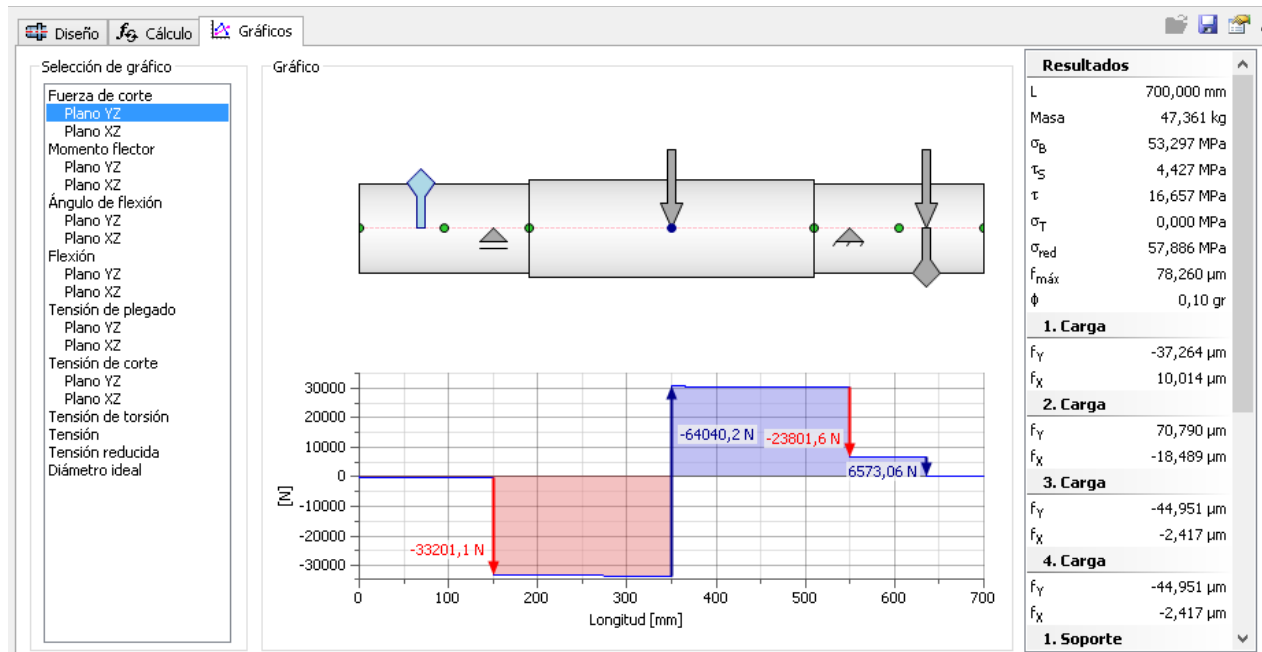


Figura 24. Fuerzas de reacción en los engranajes



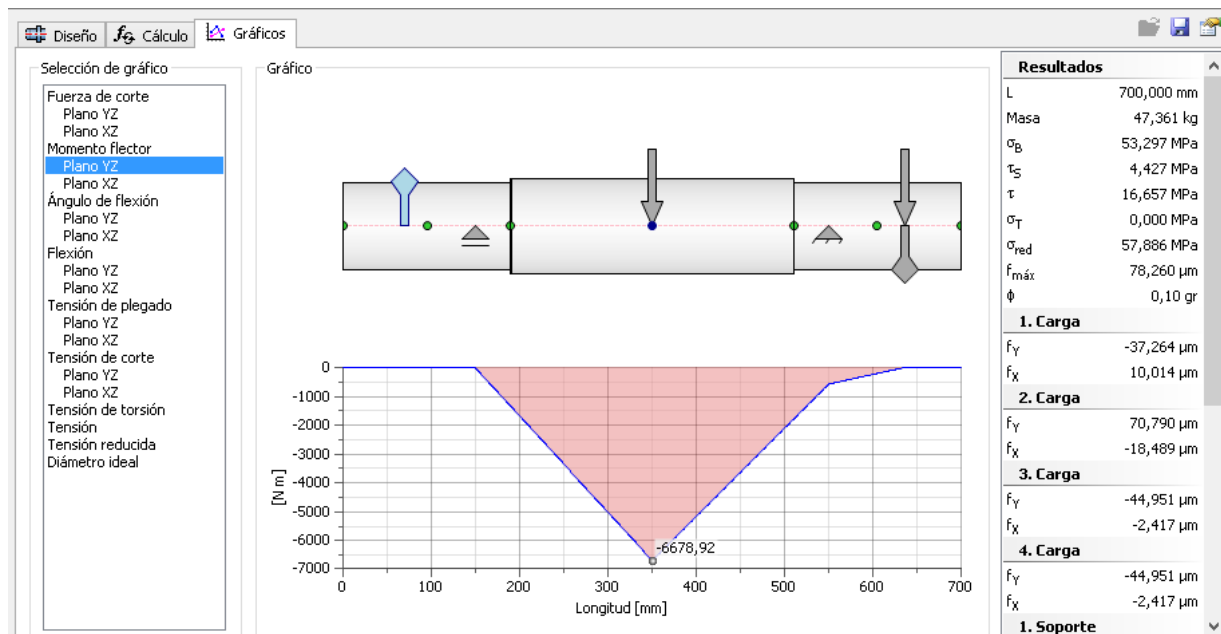
A continuación, se presenta el diagrama de fuerza cortante obtenido mediante la simulación de inventor, cabe destacar que sus valores y forma son iguales a los obtenidos mediante cálculo teórico en la figura 5, corroborado así el procedimiento hasta allí resuelto.

Figura 25. Diagrama de fuerzas cortantes plano XY



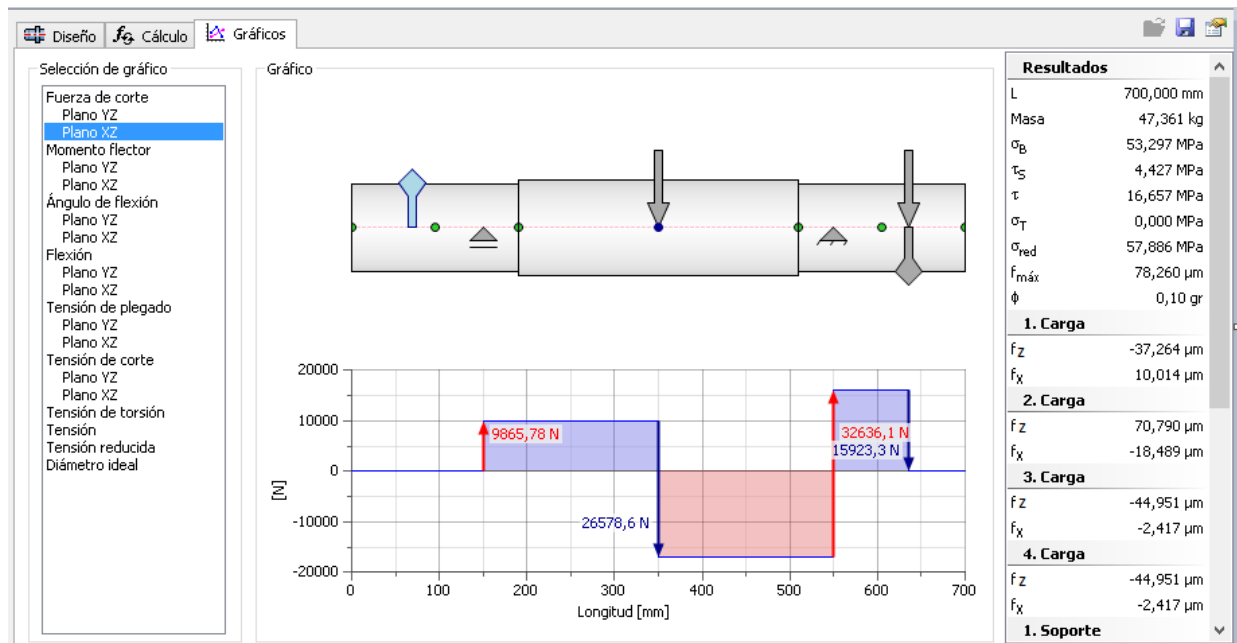
Así mismo el momento flector presente en el plano XY arrojado por la simulación es el correspondiente al mostrado en la figura 6 debido a un proceso de diseño.

Figura 26. Momento flector plano XY simulación



Se obtiene el diagrama de fuerzas cortantes para el plano XZ, al compararlo con el obtenido de forma teórica se denota una diferencia a nivel visual sin embargo esto se debe a que en el diagrama mostrado en la figura 8 se toma positivo hacia abajo y en la figura 23 obtenida mediante inventor se toma positivo en dirección opuesta.

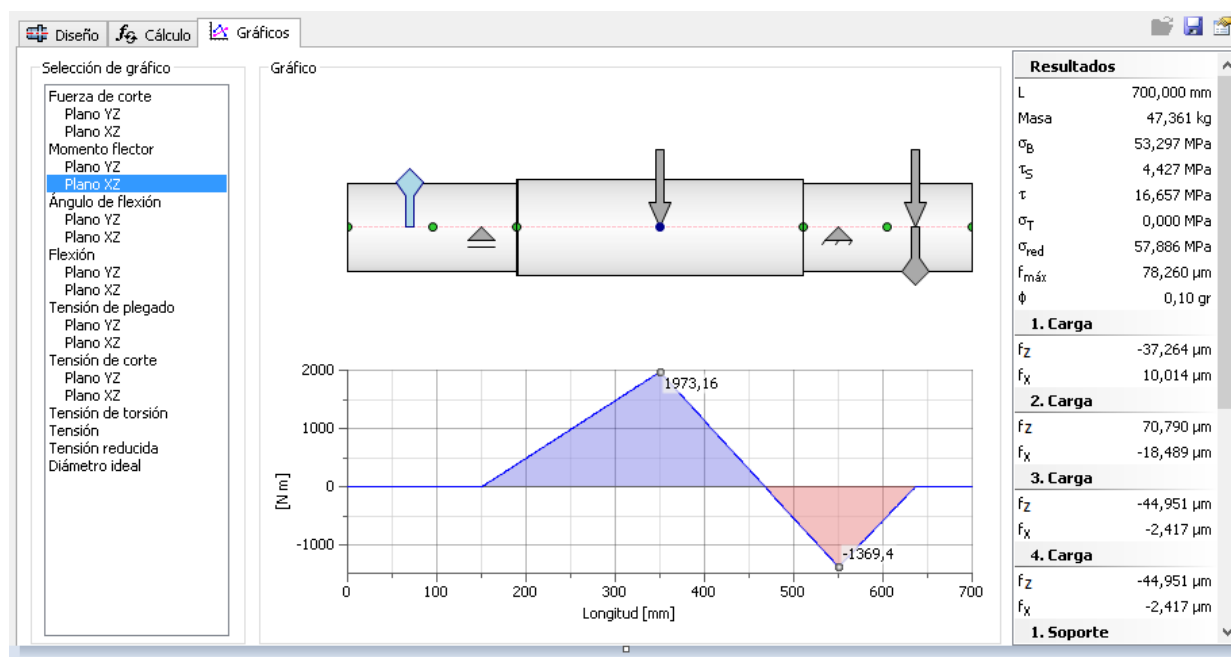
Figura 27. Diagrama de fuerzas cortantes plano XZ



Se observa el mismo comportamiento e igual valor de momento máximo entre el diagrama

obtenido mediante la simulación en la figura 24 y el diagrama obtenido siguiente la metodología de diseño en figura 9, presentando variaciones mínimas e insignificantes en dichas magnitudes.

Figura 28. Diagrama de momento flector plano XZ



En las figuras 25 y 26 se observan los momentos torsores de entrada y salida respectivamente hallados mediante la simulación computacional, dichos valores corresponden a los obtenidos y representados en la figura 10.

Figura 29. Momento torsor de entrada

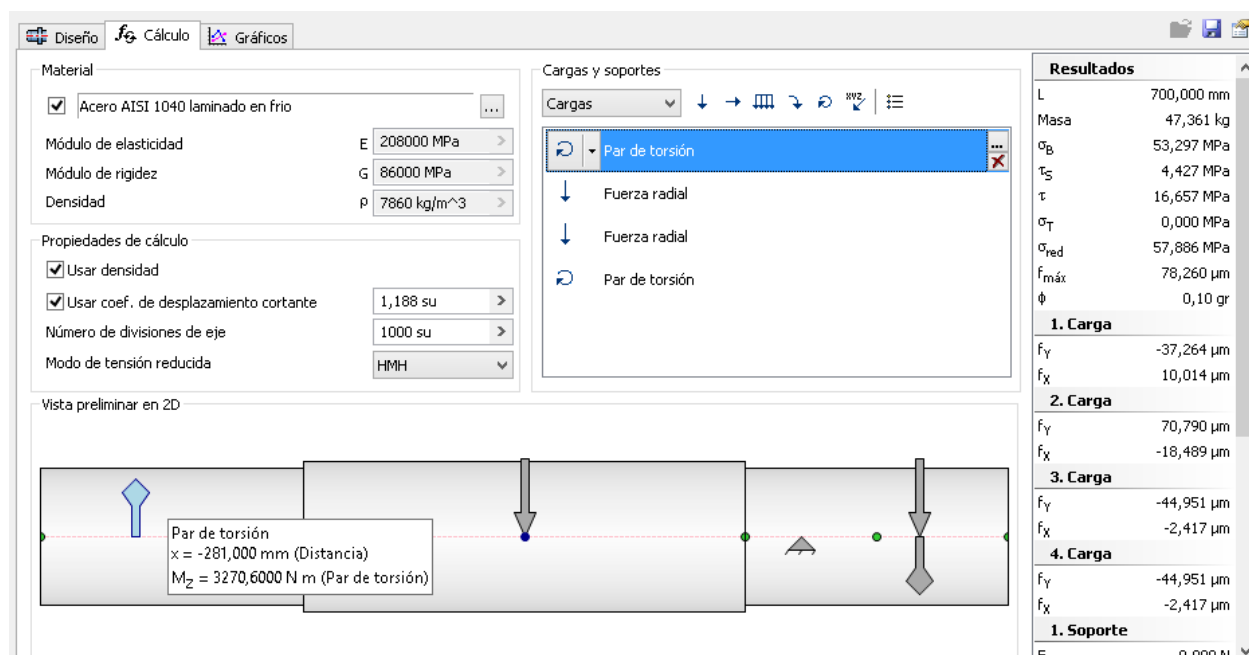
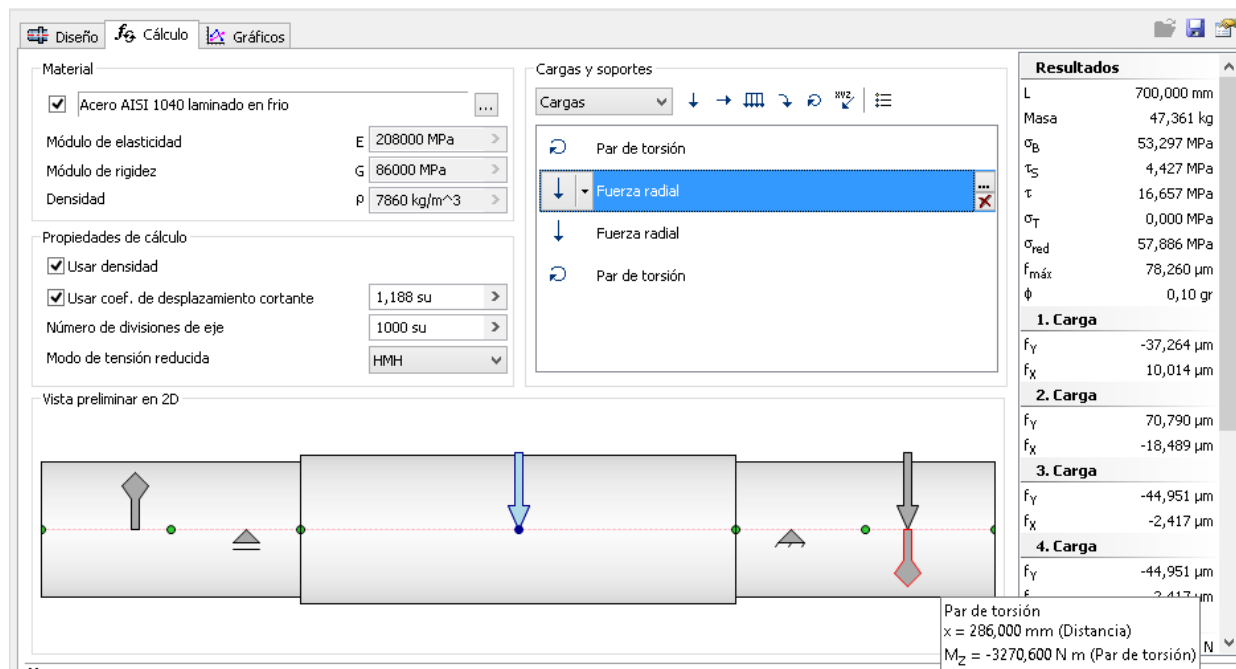
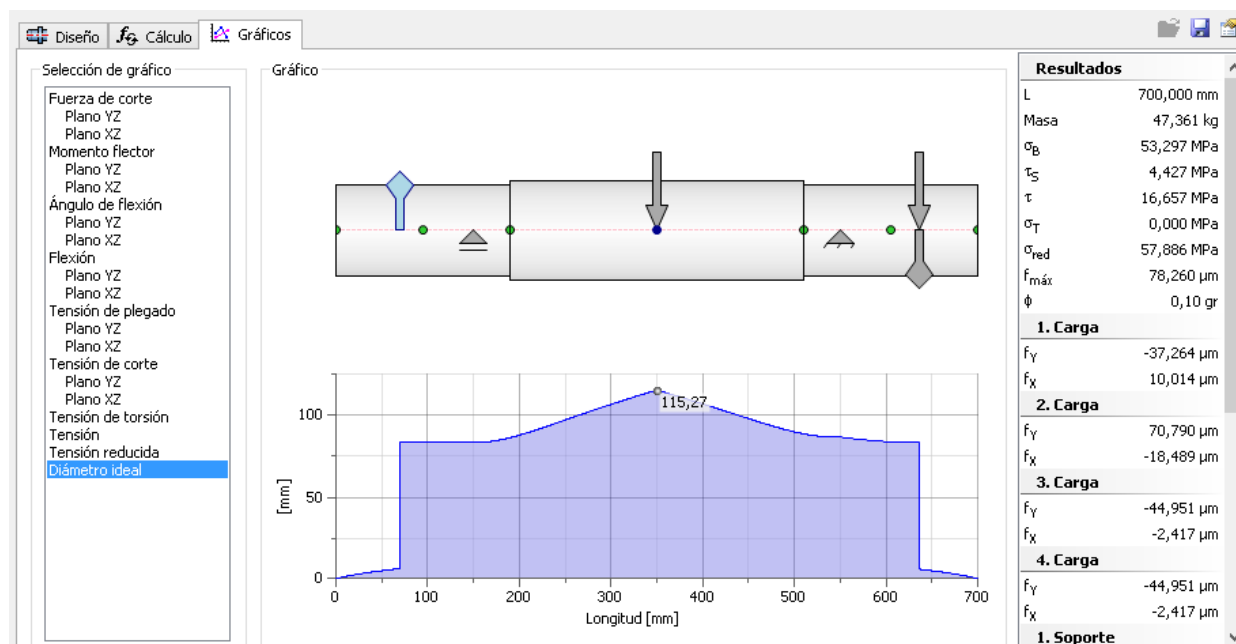


Figura 30. Momento torsor de salida



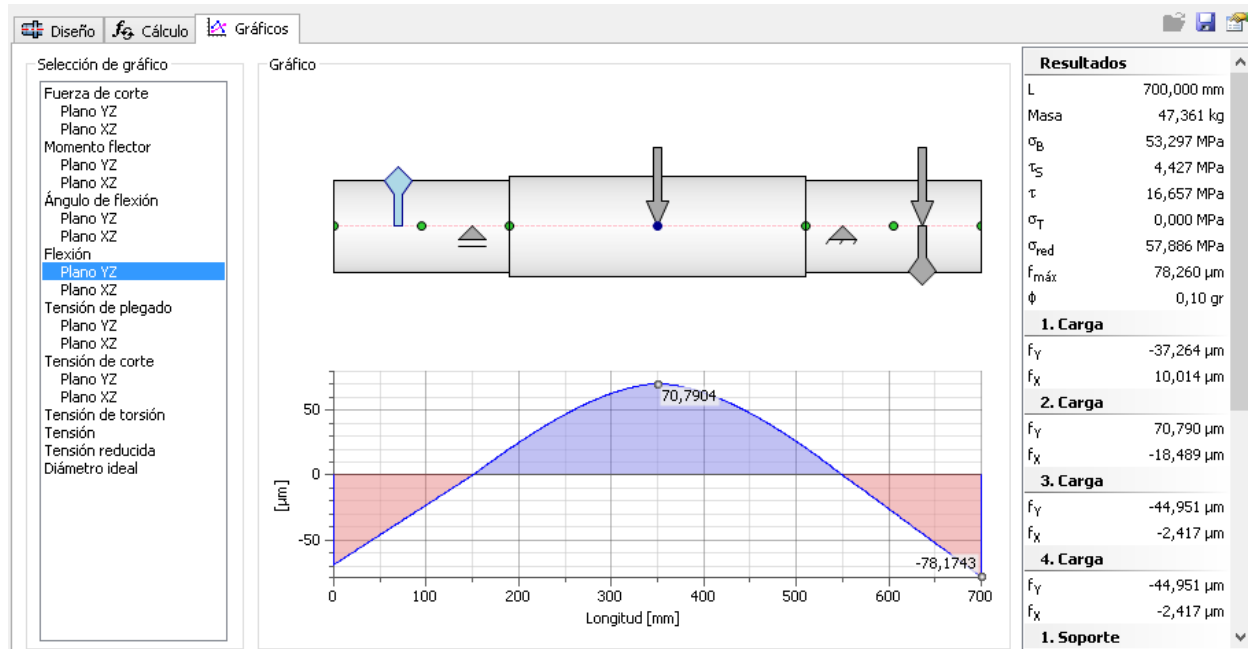
En la figura 27 se muestra el diámetro ideal arrojado por inventor, el cual presenta un valor muy cercano al obtenido mediante la metodología de diseño establecida anteriormente; con esto queda validado el procedimiento de diseño debido a que tanto el diámetro del eje como todos los parámetros relevantes de diseño presentaron valores cercanos entre ellos.

Figura 31. Diámetro ideal



Finalmente, se presenta los valores de deflexión obtenidos mediante el software computacional inventor, de los cuales se puede afirmar tanto para el eje Z como para el eje Y corresponden a los valores hallados mediante e procesamiento matemático.

Figura 32. Deflexión eje Y



La deflexión calculada de forma teórica presenta un valor de 0,066 mm y la calculada mediante la simulación da 0,07 mm; siendo estos dos valores muy cercanos se comprueba de forma simulada lo planteado mediante el procesamiento matemático.

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES

- ✓ Se realiza una metodología de diseño de molinos paneleros con base en una fundamentación teórica a partir de un modelo matemático que describe el comportamiento de la caña al ser comprimida por rodillos ranurados, el cual arroja un diseño más preciso y eficiente.
- ✓ Se obtuvo una expresión matemática que relaciona el flujo másico de caña para obtener la fuerza de compresión necesaria para procesarla
- ✓ Se observa que el valor de flujo másico es muy similar tanto para los molinos del catálogo como para el diseñado en este documento, sin embargo cabe resaltar la significativa disminución del consumo de potencia pasando a consumir casi la mitad para una misma cantidad de caña procesada, lo cual evidencia que el diseño contemplado en este documento presenta una eficiencia mucho mayor a la de los molinos paneleros que se trabajan a nivel industrial.
- ✓ Se realiza el diseño de los distintos elementos mecánicos del molino panelero haciendo especial énfasis en el diseño de los ejes que soportan las mazas; con el aporte de que se le hace un tratamiento de ingeniería a la caña, siendo esta tratada como un material de ingeniería para así obtener un diseño más preciso en comparación con estudios realizados anteriormente.
- ✓ Se determinaron los esfuerzos y deformaciones de los componentes del molino, analizados en este trabajo, para su parte más crítica, haciendo una comprobación a través de un software de elementos finitos como AUTODESK INVENTOR.
- ✓ Se estableció la comparación directa, con molinos de iguales dimensiones y/o cantidad de caña procesada, estableciendo la diferencia que presentan en términos de eficiencia.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] I. C. Alexander Díaz, «Determinación de las propiedades físico-mecánicas de la caña de azucar como objetivo de la extracción de su jugo para la producción de panela,» *Ciencias Técnicas agropecuarias*, vol. 23, nº 2, 2014.
- [2] E. Hugot, Manual para ingenieros azucareros, Compañía editorial continental , 1964.
- [3] V. P. Mauro Trujillo, Diseño, cálculo y construcción de un trapiche, Riobamba, Ecuador , 2008.
- [4] B. C. Gustavo Arauz, Diseo y construcción de una máquina extractora de jugo de caña accionada mediante energía eléctrica para la empresa MAEMSA S.A, con una capacidad de recolección de jugo de 200 litros por hora, Quito, 2013.
- [5] G. C. Alexander Díaz, Aporte a la metodología de diseño de molinos paneleros, Pereira.
- [6] E. panelero, «panelamonitor.org,» [En línea]. Available: <http://www.panelamonitor.org/media/docrepo/document/files/manual-de-instalacion-y-mantenimiento-de-molinos-r2-r4-r5-y-r8-estandard.pdf>. [Último acceso: 15 noviembre 2018].
- [7] L. V. Useche, «<http://blog.utp.edu.co/lvanegas/dis1/>,» 25 Junio 2012. [En línea]. Available: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap-7-Ejemplo.pdf>. [Último acceso: 20 noviembre 2018].
- [8] R. C. Hibbeler, Mecánica de materiales, México : Pearson educación , 2006.
- [9] G. B. L. C. A. C. A. T. L. N. J. S. M. O. I. Hugo R, Guía tecnológica para el manejo integral de sistema productivo de caña panelera, Bogotá , 2007.
- [10] L. V. Useche, «<http://blog.utp.edu.co/lvanegas/dis1/>,» 25 Abril 2011. [En línea]. Available: http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/PresCap7_Arb.pdf. [Último acceso: 35 Noviembre 2018].

ANEXOS

ANEXO 1.

CONFRONTACIÓN EXPERIMENTAL PARA EL ANCHO FINAL DE LA CAÑA.

Dado que se parte de un modelo matemático, el cual, presenta una expresión para el cálculo del ancho final de un tallo de caña, se realiza una prueba de campo, en el que se toman cinco tallos de caña, para luego ser procesados a través de un molino de mazas ranuradas, para comprobar la fidelidad del valor teórico respecto al experimental.

Figura 33. compresión de caña, con dos mazas ranuradas.



Figura 34. Estado final de los tallos de caña, después del proceso de compresión.



Para el ensayo experimental se usaron cinco muestras de caña de diferentes diámetros, teniendo para la disposición de las mazas una separación de 2,7mm.

A continuación, se presentan los valores que presentan las cañas en su PSM (parte superior de la muestra), PMM (parte media de la muestra) y su PIM (parte inferior de la muestra) y el ancho final que estas presentan al someterse a la compresión de dos mazas que giran a una velocidad angular determinada.

Tabla 1. Diámetro inicial y ancho final para las muestras de caña (primer ensayo).

	muestra de cañas				
Medidas [mm]	caña 1	caña 2	caña 3	caña 4	caña 5
PSM	25,6	28,2	30,1	32,4	36,24
PMM	25,6	27,88	30,2	31,7	35,5
PIM	26,8	26,38	30,6	30,7	35
Diám. Prom	26	27,5	30,3	31,6	35,6
Ancho final	70	84	82	destruida	destruida

En la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se observa, el valor final para cada allo de caña, a excepción de las muestras y 5, donde se denomina este valor como destruida, ya que su forma final irregular no permite la medición del ancho final de las mismas.

Tabla 2 Comparación teórico experimental.

	Ancho final [mm]		
muestra	teórico	Experimental	factor correctivo
caña 1	40,1	70	1,746
caña 2	42,5	84	1,976
caña 3	46,6	82	1,760

En la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se aprecia el factor correctivo para los allos de caña utilizados en el experimento, cuyo valor varía aproximadamente entre 1,7 y 2.

ANEXO 2

Figura 35. Valores normalizados de módulos para engranajes rectos

0,3*	1	2,75	4,5	9	16	30*	60*
0,4*	1,125	3	5	10	18	32	70*
0,5*	1,25	3,25*	5,5	11	20	33*	80*
0,6*	1,375	3,5	6	12	22	36	90*
0,7*	1,5	3,75*	6,5	13	24*	39*	100*
0,8*	1,75	4	7	14	25	40	
	2	4,25*	8	15	26*	42*	
	2,25				28	45	
	2,5					50	

Los valores en negrilla corresponden a los preferidos de acuerdo a Shigley y Mischke

Los valores sin negrilla y sin asterisco son valores de segunda opción de acuerdo a Shigley y Mischke

Los valores con asterisco (*) sólo aparecen en la tabla de ocampo

ANEXO 3

Figura 36. Factores de reducción de resistencia a la fatiga

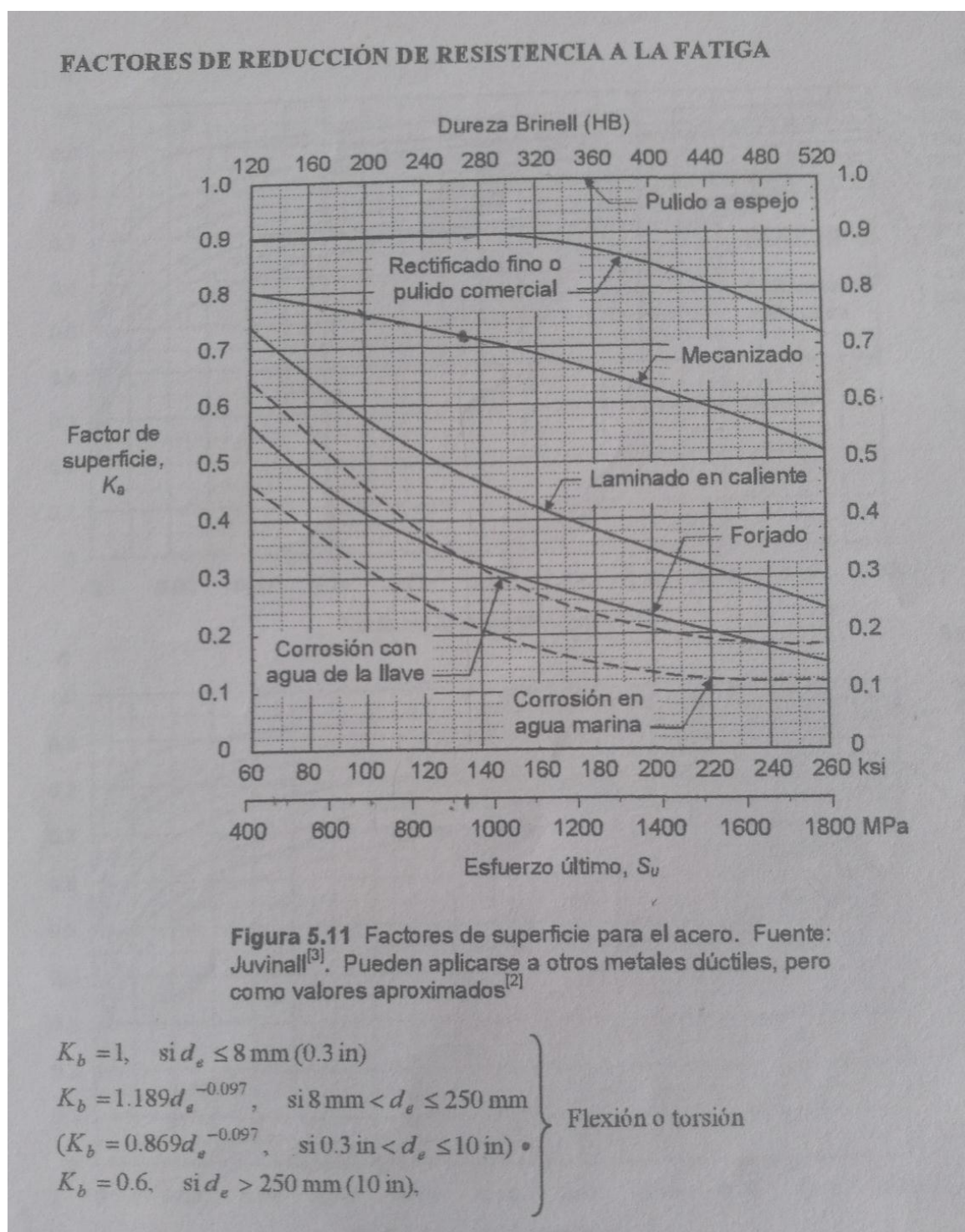


Figura 37. Resistencias a la fatiga (valores estimados)

$$S_e' \approx \begin{cases} 0.5 S_u, & \text{si } S_u < 1380 \text{ MPa (200 ksi)} \\ 690 \text{ MPa} = 100 \text{ ksi}, & \text{si } S_u \geq 1380 \text{ MPa (200 ksi)} \end{cases} \quad \text{Aceros}$$

$$S_f'_{@5 \times 10^8} \approx \begin{cases} 0.4 S_u, & \text{si } S_u < 330 \text{ MPa (48 ksi)} \\ 132 \text{ MPa} = 19 \text{ ksi}, & \text{si } S_u \geq 330 \text{ MPa (48 ksi)} \end{cases} \quad \text{Aleaciones de aluminio}$$

$S_e' \approx 0.4 S_u$, Acero fundido $S_e' \approx 0.4 S_u$, Hierro fundido nodular
 $S_e' \approx 0.35 S_u$, Hierro fundido gris $S_e' \approx 0.33 S_u$, Hierro fundido nodular normalizado

ESFUERZOS VARIABLES

$$S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} \quad S_a = \frac{S_{max} - S_{min}}{2} \quad S_{ms} = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} \quad S_{as} = \frac{S_{max} - S_{min}}{2}$$

FACTORES QUE REDUCEN LA RESISTENCIA A LA FATIGA

$K = K_a K_b K_c K_d K_e K_{car}$

- K_a se obtiene de la figura 5.11 para los aceros. Esta figura puede usarse para otros metales dúctiles como valores aproximados
- $K_a = 1$, para el hierro fundido → si se tienen 2 K_u se escoge el menor por ser más crítico.

$$K_b = \begin{cases} 1 & \text{Carga axial} \\ K_b = 1, & \text{si } d_e \leq 8 \text{ mm (0.3 in)} \\ K_b = 1.189 d_e^{-0.097}, & \text{si } 8 \text{ mm} < d_e \leq 250 \text{ mm} \\ (K_b = 0.869 d_e^{-0.097}, & \text{si } 0.3 \text{ in} < d_e \leq 10 \text{ in}) \\ K_b = 0.6, & \text{si } d_e > 250 \text{ mm (10 in)} \end{cases} \quad \text{Aceros en flexión y torsión}$$

$K_b = 0.8$

Sección circular:
 $d_e = d$, torsión o flexión giratoria
 $d_e = 0.37 d$, flexión no giratoria

Sección rectangular o en I (si $t > 0.025h$):
 $d_e = 0.808(hb)^{0.5}$, flexión no giratoria

más común

K_c : según confiabilidad

Confiabilidad (%)	50	90	99	99.9	99.99	99.999
K_c	1	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

%. Desviación es del 0%.

$$K_d = \begin{cases} 1, & T_{emp} \leq 450^\circ \text{C} \\ 1 - 0.0058 / ^\circ \text{C} (T_{emp} - 450^\circ \text{C}), & 450^\circ \text{C} < T_{emp} \leq 550^\circ \text{C} \end{cases} \quad \text{SÓLO PARA ACEROS}$$

→ asumir confiabilidad del 99.99%

$$K_{car} = \begin{cases} 1, & \text{flexión (o torsión si se calculan los esfuerzos equivalentes de von Mises)} \\ 0.577, & \text{torsión} \\ 0.7, & \text{carga axial} \end{cases}$$

Desviación es la

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$
, donde la constante de Neuber, \sqrt{a} , se obtiene de la tabla 5.3
 → si no se conoce asumir $\sqrt{a} = 2 \text{ mm}$

El índice q puede obtenerse directamente de la figura 5.16

ANEXO 4

Figura 38. Tabla para la selección de chavetas y chaveteros según el diámetro del eje

Campo de aplicación			Chaveta		Chavetero												
			Sección		Largo							Profundidad					
Diámetro eje d		Dimen normal b x h	Toleran sobre		Dim. nom. b	Tolerancia sobre b						Eje		Cubo			
			b ^{h9}	h ⁺		Por eje			Por cubo			t1		t2			
						H9	N9	P9	D10	J59	P9	Nom	Tol.	Nom	Tol.		
De Hasta	6 8	2x2	0 -0,025	0 -0,025	2	+0,025 0	-0,004 0	-0,006 -0,031	+0,060 +0,020	±0,012	-0,006 -0,031	1,2	+0,1 0	1	+0,1 0		
Más de hasta	8 10	3x3			3	+0,030 0	0 -0,030	-0,012 -0,042	+0,078 +0,030	±0,015	-0,012 -0,042	1,8		1,4			
Más de Hasta	10 12	4x4	0 -0,030	0 -0,030	4	+0,030 0	0 -0,030	-0,012 -0,042	+0,078 +0,030	±0,015	-0,012 -0,042	2,5		+0,1 0		1,8	+0,1 0
Más de Hasta	12 17	5x5			5							3				2,3	
Más de Hasta	17 22	6x6			6							3,5				3,5	
Más de Hasta	22 30	8x7	0 -0,036		8	+0,036 0	0 -0,036	-0,015 -0,051	+0,098 +0,040	±0,018	-0,015 -0,051	5			3,3		
Más de Hasta	30 38	10x8			10							5		3,3			
Más de Hasta	38 44	12x8	0 -0,043	0 -0,090	12	+0,043 0	0 -0,043	-0,018 -0,061	+0,120 +0,050	±0,021	-0,018 -0,061	5	+0,2 0	3,3	+0,2 0		
Más de Hasta	44 50	14x9			14							5,5		3,8			
Más de Hasta	50 58	16x10			16							6		4,3			
Más de Hasta	58 60	18x11			18							7		4,4			
Más de Hasta	65 75	20x12			20							7,5		4,9			
Más de Hasta	75 85	22x14	0 -0,052	0 -0,110	22	+0,052 0	0 -0,052	-0,022 -0,074	+0,149 +0,065	±0,026	-0,022 -0,074	9				5,4	
Más de Hasta	85 95	25x14			25							9				5,4	
Más de Hasta	95 110	28x16			28							10	6,4				
Más de Hasta	110 130	32x18			32							11					
Más de Hasta	130 150	36x20			36							12	8,4				